

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій
(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра прикладної механіки
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

С.О. Вірич
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 20 р.

Випускна кваліфікаційна робота

магістра

(освітній ступінь)

на тему: «Дослідження параметрів роботи водовідливного господарства відокремленого підрозділу «Шахтоуправління «Добропільське» Державного підприємства «Добропільвугілля-видобуток» («Investigation of operation parameters of the drainage management of separated subdivision «Colliery Group «Dobropilske» of State enterprise «Dobropilliavugillia mining»)

Виконав: студент 2 курсу, групи ГМКм-22
(шифр групи)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування (освітня програма Гірничі машини та комплекси)

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Ульяницький В.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник доц. каф. ПМ, к.т.н., доц. Повзун О.І.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

(підпис)

Луцьк – 2023р.

АНОТАЦІЯ

Ульяницький В.В. Дослідження параметрів роботи водовідливного господарства відокремленого підрозділу «Шахтоуправління «Добропільське» Державного підприємства «Добропіллявугілля-видобуток» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. – ДВНЗ «ДонНТУ», Луцьк, 2023.

В роботі приведені дослідження гідравлічних параметрів насосних установок, наведено аналіз сучасних проблем шахтного водовідливу, розрахована паралельна робота відцентрових насосів для різних умов, обґрунтовані параметри паралельної роботи. За наявними умовами експлуатації було обґрунтовано параметри роботи відцентрових насосів водовідливних установок, була приведена наукова обґрунтована інженерна методика вибору та розрахунку раціональних параметрів паралельної роботи відцентрових насосів водовідливних установок.

Ключові слова: насосна установка, трубопровід, гідравлічний опір, параметри роботи, врівноважувальна та осьова сили, розвантажувальний вузол, моторесурс.

ANNOTATION

V. Ulyanitskyi. Investigation of operation parameters of the drainage management of separated subdivision «Colliery Group «Dobropilske» of State enterprise «Dobropilliavugillia mining» / Graduation qualification work for obtaining an educational degree «Master» in specialty 133 Sectoral engineering. – SHEE «Donetsk National Technical University», Lutsk, 2023.

In the work, the research of hydraulic parameters of pumping units is presented, the analysis of modern problems of mine drainage is given, the parallel operation of centrifugal pumps is calculated for various conditions, the parameters of parallel operation are substantiated. According to the existing operating conditions, the operating parameters of the centrifugal pumps of drainage installations were substantiated, and a scientifically substantiated engineering method of selection and calculation of the rational parameters of the parallel operation of centrifugal pumps of drainage installations was presented.

Keywords: pump installation, pipeline, hydraulic resistance, operating parameters, balancing and axial forces, unloading unit, motor resource.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ВОДОВІДЛИВНЕ ГОСПОДАРСТВО ШАХТИ «ДОБРОПІЛЬСЬКА»	8
1.1 Загальна характеристика водовідливу	8
1.2 Визначення робочих режимів насосів дільничних водовідливів	11
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСІВ	31
2.1 Дослідження методів розрахунку вузла розвантаження відцентрових секційних насосів	31
2.2 Дослідження динаміки гідроп'яти з податливим упорним кільцем	40
2.3 Ефективні способи осьового розвантаження ступені відцентрового насоса	52
2.4 Дослідження запропонованих винаходів для підвищення надійності вузла розвантаження відцентрових секційних насосів	59
3 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ	70
3.1 Визначення осьової сили відцентрового насоса ЦНС 300...120-600	70
3.2 Розрахунок внутрішнього радіусу кільця розвантаження	73
3.3 Параметри запропонованого розвантажувального пристрою в залежності від кількості робочих коліс	74
4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ	83
4.1 Існуючий розвантажувальний вузол насоса ЦНС 300-120...600	83
4.2 Конструктивна розробка розвантажувального вузла насоса ЦНС 300-120...600	89
5 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ	90
ВИСНОВОК	91
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	92
ДОДАТКИ	95

ВСТУП

На гірничих підприємствах не рідко виникає ситуація, коли водовідливні установки, що розташовані на одному або на різних горизонтах працюють на один загальний трубопровід. Аналіз експлуатації такого режиму роботи (коли одночасно роблять насоси на двох водовідливних установках) свідчить про те, що ніхто на підприємстві не робить розрахунку робочих параметрів обладнання водовідливу при такому режимі роботи. Це призводить до важких комутаційних схем, до захаращування стовбурів зайвими трубопроводами, до невірної вибору обладнання водовідливних установок і як наслідок роботи цього обладнання не в оптимальному режимі і перевищення витрат електроенергії. Таке положення зумовлюється, відсутністю науково обґрунтованої інженерної методикою вибору та розрахунку раціональних параметрів паралельної роботи шахтних водовідливних установок.

Внаслідок чого теоретичні та експериментальні дослідження, розробка методів розрахунку, і на основі цього, обґрунтування параметрів паралельної роботи водовідливних установок представляють і в теперішній час актуальну наукову задачу, рішення якої має велике практичне значення для вугільної промисловості.

Мета роботи: обґрунтування параметрів паралельної роботи шахтних водовідливних установок та підвищення надійності їх експлуатації.

Обґрунтованість висновків і рекомендацій роботи обумовлена:

- постановкою і рішенням завдань із використанням основних законів гідростатики і гідродинаміки;
- теоретичними дослідженнями із загальноприйнятими допущеннями, застосуванням комп'ютера для розрахунків.

Результати досліджень шахтних насосів і рекомендації з їхнього вдосконалення, отримані в магістерській роботі, передані керівництву шахти «Добропільська».

1 ВОДОВІДЛИВНЕ ГОСПОДАРСТВО ШАХТИ «ДОБРОПІЛЬСЬКА»

1.1 Загальна характеристика водовідливу

Для обґрунтування параметрів роботи шахтних водовідливних установок було обрано водовідливне господарство шахти «Добропільська». На цій шахті застосована наступна схема відкачки води (рисунок 1.1): із флангового ухилу пласту l_3 та похилу пласту m_5^{1-B} горизонту 450м вода відкачується у водозбірники водовідливу ствола №4; з водозбірників ствола №4 вода перекачується на горизонт 200м у водозбірники ствола № 2 та на горизонт 300м у водозбірники ствола №3. З водозбірників стволів №2 та №3 вода перекачується на поверхню.

Водовідлив флангового похилу горизонту 450м обладнаний трьома насосними установками ЦНС180×255, з номінальною подачею води $180\text{м}^3/\text{год}$, електродвигунами ВАО-2-450 потужністю 250кВт з напругою 6000В. Ємність водозбірника становить 270м^3 . Геометрична висота водопідйому складає 152м. Відкачка води на горизонт 450м здійснюється по двом водовідливним трубопроводам діаметром 150мм. Довжина кожного трубопроводу є 1100м.

Водовідлив пласту m_5^{1-B} горизонту 450м також обладнаний двома насосними установками типу ЦНС180×255. Ємність водозбірників становить: водозбірник №1 – $V = 150\text{м}^3$; водозбірник №2 – $V = 150\text{м}^3$. Геометрична висота водопідйому 178м. Відкачка води на горизонт 450м здійснюється по водовідливному ставу діаметром 219мм. Довжина ставу складає 1100м.

Водовідлив горизонту 450м, який розташований у приствольному дворі ствола №4, обладнаний чотирма насосними установками ЦНС300×360 з номінальною подачею води $300\text{м}^3/\text{год}$ та електродвигунами ВАО-2-560 потужністю 800кВт з напругою 6000В. Ємність водозбірників становить 2300м^3 : водозбірник №1 – $V = 950\text{м}^3$; водозбірник №2 – $V = 1350\text{м}^3$.

Гідравлічна схема водовідливу шахти «Добропільська» представлена на рисунку 1.1.

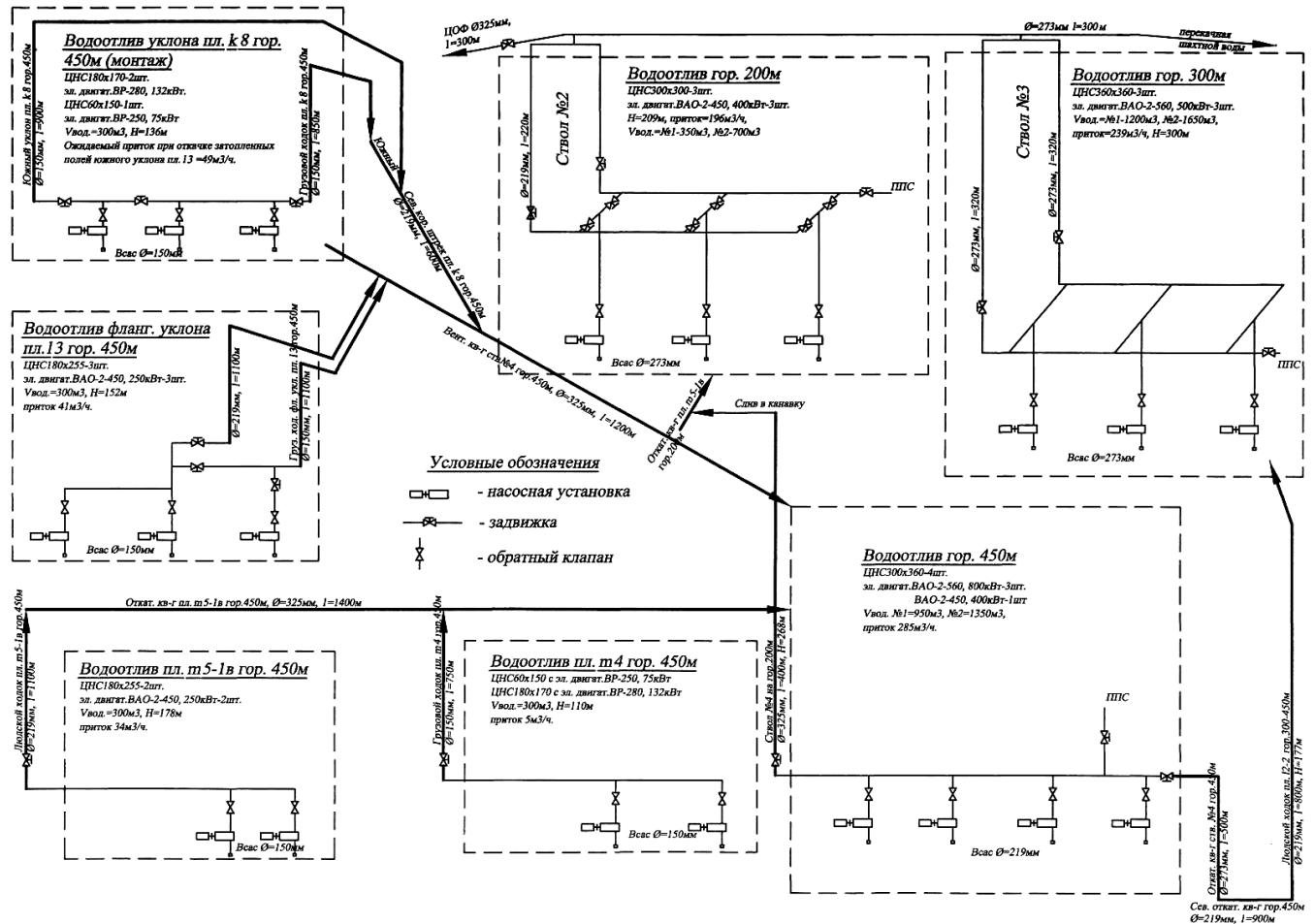


Рисунок 1.1 – Гідравлічна схема водовідливу шахти «Добропільська»

Геометрична висота водопідйому на горизонт 200м складає 268м, а на горизонт 300м складає 177м. Відкачка води на горизонт 200м здійснюється по трубопроводу діаметром 325мм. Довжина трубопроводу становить 350м. Відкачка води на горизонт 300м здійснюється по трубопроводу діаметром 219мм. Довжина трубопроводу складає 250м. Шахта «Добропільська» для відкачки води безпосередньо на поверхню використовує два робочі горизонти, на кожному з яких є своє водовідливне господарство. Перша водовідливна установка розташована на горизонті 300м, а друга – на горизонті 200м.

Нормальний (Q_n) і максимальний (Q_{max}) приток на горизонті 300м складає відповідно 239 та $300\text{м}^3/\text{год}$, а на горизонті 200м – 196 та $250\text{м}^3/\text{год}$. Геометрична висота водопідйому з горизонту 300м складає 320м, а з горизонту 200 м – 219м. Водовідлив горизонту 200м розташований у приствольному дворі ствола №2, обладнаний трьома насосними установками ЦНС300×300 з номінальною подачею води $300\text{м}^3/\text{год}$, електродвигунами ВАО-2-450 потужністю 400кВт з напругою 6000В. Відкачка води здійснюється по двох трубопроводах діаметром 273мм. Довжина трубопроводу складає 220м. Ємність водозбірників становить 1050 м^3 : водозбірник №1 – $V = 350\text{м}^3$; водозбірник №2 – $V = 700\text{ м}^3$.

Головний водовідлив шахти горизонту 300 м розташований у руддворі ствола №3, обладнаний трьома насосними установками ЦНС300×360 з номінальною подачею води $300\text{м}^3/\text{год}$, електродвигунами ВАО-2-560 потужністю 500кВт з напругою 6000В. Ємність водозбірників становить 2850м^3 : водозбірник №1 – $V = 1200\text{ м}^3$; водозбірник №2 – $V = 1650\text{ м}^3$. Відкачка води здійснюється по двох трубопроводах діаметром 273мм та довжиною 320м. Кріплення водозбірників здійснене арковим кріпленням АП–11.2 із затягуванням покрівлі та боків вироблення залізобетоном.

Для обґрунтування параметрів паралельної роботи був обраний дільничний водовідлив горизонту 450 м пластів m_5^{IB} та m_4^0 (рисунок 1.2). Насоси ЦНС180×255 дільничного водовідливу пласту m_5 працюють на свій індивідуальний трубопровід, який складається зі всмоктуючого та напірного трубопроводів. Вода із колодязя №1 по напірним трубопроводам 5 та 7 підіймається на висоту 178м і далі вона подається до водозбірника головного водовідливу горизонту 450м. Насоси ЦНС60×150 та ЦНС180×170 дільничного водовідливу шару m_4 складаються із аналогічних дільниць трубопроводів. Вода із колодязя 2 по напірних трубопроводах 6 та 7 підіймається на висоту 110м і подається у водозбірник головного водовідливу горизонту 450м. Місце злиття потоків позначено крапкою М. Слід зауважити, що всі насоси обох дільничних водовідливів працюють паралельно на загальний трубопровід. Дільничні

водовідливи знаходяться на значній відстані один від одного і мають різні висоти водопідйому.

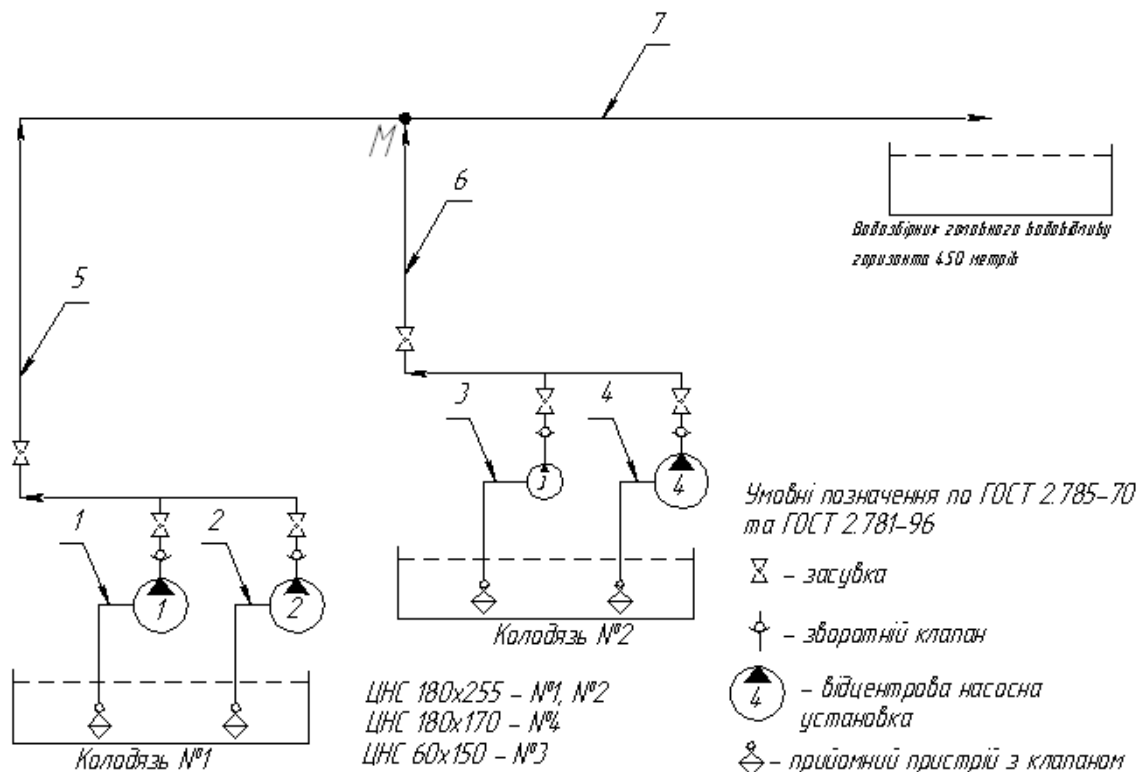


Рисунок 1.2 – Схематичне зображення паралельної роботи насосів водовідливних установок дільничних водовідливів пластів m_4 і m_5 горизонту 450м

1.2 Визначення робочих режимів насосів дільничних водовідливів

Для визначення гідравлічних параметрів насосних агрегатів зробимо розрахунок робочих режимів насосів дільничних водовідливів і перевіримо можливість роботи їх в кавітаційному режимі.

Визначення робочих режимів насосів дільничних водовідливів горизонту 450 метрів пласту m_5^{IB} з насосом ЦНС180×255.

Рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса дільничного водовідливу має вигляд:

$$H_{\text{трл}} = H_{\Gamma 1} + a_1 \cdot Q^2, \quad (1.1)$$

де $H_{\Gamma 1}$ – геометричний напір трубопроводу насоса дільничного водовідливу (відстань по вертикалі від нижнього рівня води у водозбірнику до її виливу з нагнітального трубопроводу – як різниця позначок), м [1];

a_1 – гідравлічний опір трубопроводу насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$.

$$a_1 = \frac{a_{\text{в1}}}{m_1^2} + \frac{a_{\text{н1}} + a'_{\text{н1}}}{n_1^2} = \frac{0,0000249}{1^2} + \frac{0,000774 + 0,000102}{1^2} = 0,000901 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

де $a_{\text{в1}}$ – гідравлічний опір трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

$a_{\text{н1}}$ – гідравлічний опір напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

$a'_{\text{н1}}$ – гідравлічний опір загального напірного трубопроводу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

m_1 – кількість одночасно працюючих насосів дільничного водовідливу, шт.;

n_1 – кількість трубопроводів дільничного водовідливу задіяних в роботі по відкачуванню води, шт.

$$a_{\text{в1}} = \frac{L_{\text{в1}} + \sum l_{\text{вс1}}}{3600^2 \cdot K_{\text{в1}}^2} = \frac{5 + 34,73}{3600^2 \cdot 0,123} = 0,0000249 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a_{\text{н1}} = \frac{L_{\text{н1}} + \sum l_{\text{нс1}}}{3600^2 \cdot K_{\text{н1}}^2} = \frac{1160 + 73,77}{3600^2 \cdot 0,123} = 0,000774 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a'_{\text{н1}} = \frac{L'_{\text{н1}} + \sum l'_{\text{н1}}}{3600^2 \cdot (K'_{\text{н1}})^2} = \frac{1400 + 10,2}{3600^2 \cdot 1,065} = 0,000102 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

де $L_{в1}$ – довжина всмоктуючого трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м;

$L_{н1}$ – довжина напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, з урахуванням довжини труб в насосній камері та довжини до злиття потоків в точці М, м;

$L_{н1}$ – довжина загального напірного трубопроводу, м;

$\sum l_{вe1}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів всмоктуючого трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м;

$\sum l_{не1}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м.

$\sum l'_{не1}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів загального напірного трубопроводу, м.

$$\begin{aligned}\sum l_{вe1} &= \frac{\sum \xi_{в1}}{\lambda_{в1}} d_{в1} = \frac{5,2 + 0,6}{0,0339} \cdot 0,203 = 34,73 \text{ м}, \\ \sum l_{не1} &= \frac{\sum \xi_{н1}}{\lambda_{н1}} d_{н1} = \frac{10 + 3 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,26}{0,0339} \cdot 0,203 = 73,77 \text{ м}, \\ \sum l'_{не1} &= \frac{\sum \xi'_{н1}}{\lambda'_{н1}} d'_{н1} = \frac{1}{0,0299} \cdot 0,305 = 10,2 \text{ м},\end{aligned}$$

де $\sum \xi_{в1}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, (втрати напору в прийомному клапані з сіткою, поворот трубопроводу, що всмоктує, на 90°);

$\sum \xi_{н1}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу (втрати напору на засувках, зворотних клапанах, в різких поворотах трубопроводу);

$\sum \xi'_{н1}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів загального напірного трубопроводу;

$d_{в1}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, м;

$d_{н1}$ – внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м;

$d'_{н1}$ – внутрішній діаметр загального напірного трубопроводу, м;

λ_1 – коефіцієнт Дарсі трубопроводу насоса дільничного водовідливу:

$$\lambda_{б1}=0,021 \cdot d_{б1}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,203^{-0,3}=0,039,$$

$$\lambda_{н1}=0,021 \cdot d_{н1}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,203^{-0,3}=0,0339,$$

$$\lambda_{н1}=0,021 \cdot d'_{н1}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,305^{-0,3}=0,0299.$$

K_1^2 – квадрат розхідної характеристики труби насоса дільничного водовідливу, $\text{м}^6/\text{с}^2$:

$$K_{б1}^2 = \frac{\pi^2 d_{б1}^5 g}{8 \lambda_{б1}} \approx 576 \cdot d_{б1}^{5,3} = 576 \cdot 0,203^{5,3} = 0,123 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$K_{н1}^2 = \frac{\pi^2 d_{н1}^5 g}{8 \lambda_{н1}} \approx 576 \cdot d_{н1}^{5,3} = 576 \cdot 0,203^{5,3} = 0,123 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$(K'_{н1})^2 = \frac{\pi^2 d_{н1}^5 g}{8 \lambda_{н1}} \approx 576 \cdot d_{н1}^{5,3} = 576 \cdot 0,305^{5,3} = 1,065 \text{ м}^6/\text{с}^2.$$

Після підрахунків та підстановок запишемо кінцеве рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса дільничного водовідливу:

$$H_{тр1}=178+0,000901 \cdot Q^2 \quad (1.2)$$

Напірна характеристика насоса будується в залежності від параметрів його проточної частини та конструктивних особливостей – для кожного типу насоса вона особлива та надається з технічною документацією.

В загальному випадку рівняння напірної характеристики насоса має вид:

$$H=Z(H_{ок}+A_{к} \cdot Q-B_{к} \cdot Q^2),$$

де z – кількість робочих коліс насоса; $H_o = z H_{ок}$; $A = z A_k$; $B = z B_k$;

H_o , A , B – коефіцієнти, які залежать від типу та конструктивних особливостей насоса.

Аналітичний вираз для напірної характеристики насоса ЦНС має вигляд:

$$H_n = Z(47,4 + 6,33 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 5,35 \cdot 10^{-4} Q^2),$$

Для насоса дільничного водовідливу ЦНС180×255 ($Z = 6$) маємо:

$$H_{n1} = 284,4 + 37,98 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 32,1 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2, \quad (1.3)$$

Для визначення робочого режиму насоса необхідно розрахувати рівняння:

$$(a_1 + B)Q^2 - AQ + (H_z - H_o) = 0;$$

Це квадратне рівняння виду: $ax^2 \pm bx + c = 0$; де: $a = (a_1 + B)$; $b = -A$; $c = (H_z - H_o)$.

Розв'язком цього рівняння є величина Q_{p1} – робочий режим насосу.

$$Q_{p1} = \frac{A + \sqrt{A^2 - 4(a_1 + B)(H_z - H_o)}}{2(a_1 + B)}, \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} Q_{p1} &= \frac{37,98 \cdot 10^{-2} + \sqrt{(37,98 \cdot 10^{-2})^2 - 4(0,000901 + 32,1 \cdot 10^{-4})(178 - 284,4)}}{2(0,000901 + 32,1 \cdot 10^{-4})} = \\ &= 213,57 \text{ м}^3/\text{год} \end{aligned}$$

Аналітичний вираз для коефіцієнту корисної дії даного насоса має вигляд:

$$\eta_{n1} = 0,9424 \cdot 10^{-2} \cdot Q_{p1} - 0,3455 \cdot 10^{-4} \cdot (Q_{p1})^2 + 0,02322 \cdot 10^{-6} \cdot (Q_{p1})^3, \quad (1.5)$$

З урахуванням знайденої величини Q_{p1} знайдемо $H_{p1} = 219,1 \text{ м}$ та $\eta_{p1} = 0,66$ за залежностями відповідно (1.3.) та (1.5).

Розрахунки для графічної побудови характеристик насоса та трубопроводної мережі здійснюємо за формулами (1.2), (1.3), (1.4). З цією метою складається таблиця 1.1, в якій для ряду значень подавань Q визначається ряд значень напорів H (для трубопроводу, насоса і ККД).

Таблиця 1.1 – Характеристики насосу і трубопроводу дільничного водовідливу

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0	45	90	135	180	225
$H_{\text{тр1}}, \text{ м}$	178	179,82	185,29	194,42	207,19	223,61
$H_{\text{н1}}, \text{ м}$	284,4	294,99	292,58	277,17	248,76	207,34
η_1	0	0,36	0,59	0,69	0,71	0,63

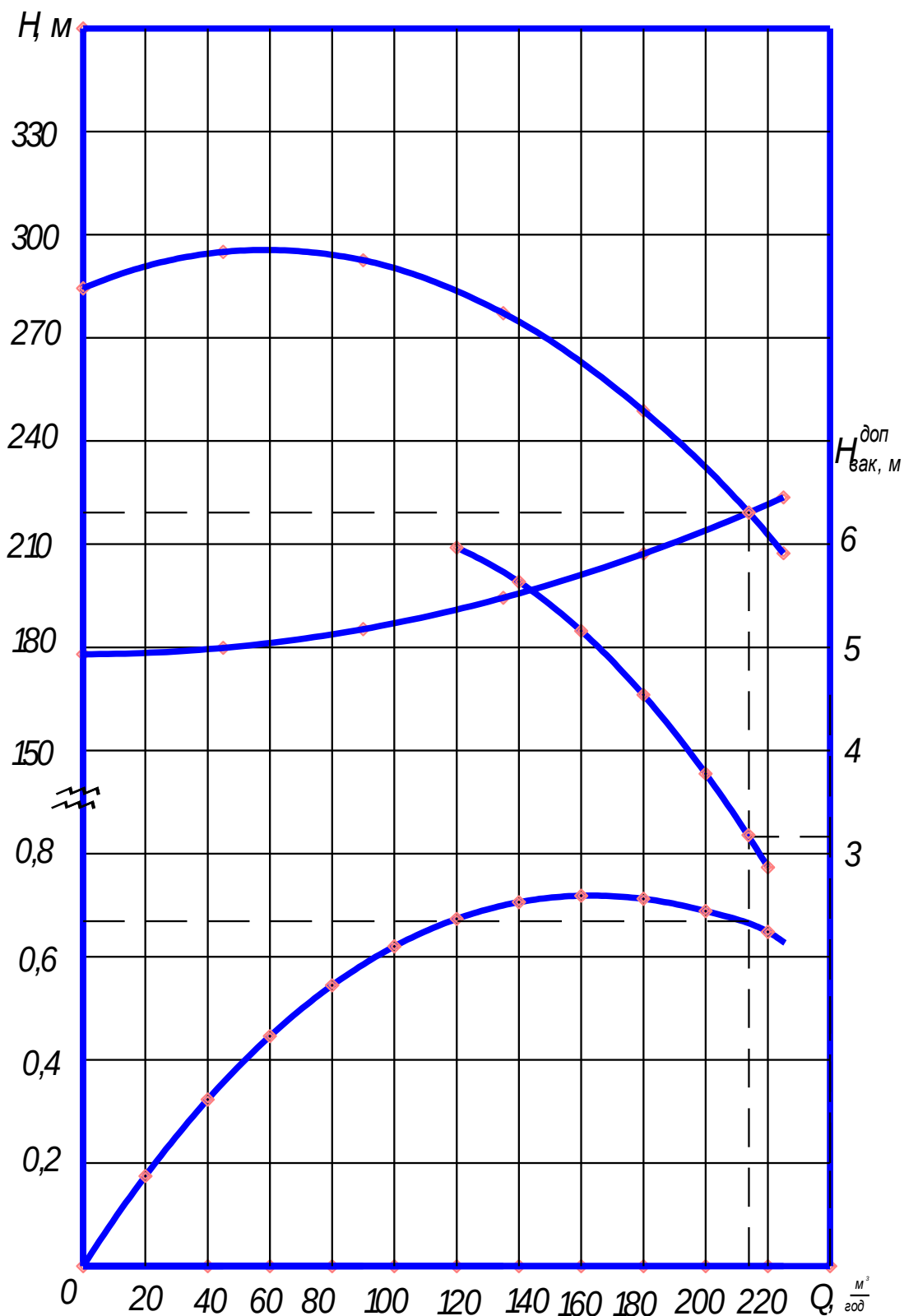
За даними таблиці 1.1 будемо графічні залежності показані на рисунку 1.3. Знаючи параметри робочого режиму насоса головного водовідливу, можна розрахувати час, за який насос (насоси) зможуть відкачати добовий приплив шахтної води, та порівняти його з нормативним часом, який визначено Правилами техніки безпеки:

$$t_1 = \frac{Q_{\text{н.доб1}}}{Q_{\text{п1}} \cdot n_1} \leq 20 \text{ годин}, \quad t_1 = \frac{24 \cdot 34}{213,57 \cdot 2} = 1,91 \leq 20 \text{ годин},$$

де $Q_{\text{н.доб1}}$ – приплив шахтної води за добу в водозбірник головного водовідливу,

n_1 – кількість одночасно працюючих насосів на головному водовідливі.

Крім визначення робочого режиму насоса, треба з'ясувати чи не працює насос в кавітаційному режимі. Для цього визначимо допустиму вакууметричну висоту всмоктування та порівняємо її з реальною висотою всмоктування насосів.



$Q_{\text{р1}}=213,57^3/\text{год}$; $H_{\text{р1}}=219,1$ м; $\eta_{\text{р1}}=0,66$;

Рисунок 1.3 – Характеристики насосу і трубопроводу дільничного водовідливу

Допустима вакууметрична висота всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ для насоса ЦНС180×255 згідно [3] визначається за залежністю:

$$H_{\text{вак1}}^{\text{доп}} = 4,935 + 0,0302Q - 0,00018Q^2 = 3,17\text{м}.$$

Реальну вакууметричну висоту всмоктування насосів головного водовідливу визначаємо з виразу:

$$H_{\text{в1}} = H_{\text{вс1}} + a_{\text{в1}} \cdot Q_1^2 = 3 + 0,0000249 \cdot 213,57^2 = 4,13\text{м},$$

де $H_{\text{вс1}}$ – висота всмоктування насоса дільничного водовідливу, м;

$a_{\text{в1}}$ – гідравлічний опір трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу (визначили раніше).

Для забезпечення безкавітаційної роботи необхідно виконання наступної вимоги:

$$H_{\text{в1}} < H_{\text{вак1}}^{\text{доп}}, \quad 4,13\text{м} < 3,17\text{м}.$$

З розрахунків виходить, що насос експлуатується в кавітаційному режимі.

Знаючи робочі параметри насоса головного водовідливу визначимо необхідну потужність його привідного двигуна, кВт:

$$N_1 = 1,1 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot H_{\text{п1}} \cdot Q_{\text{п1}}}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_{\text{п1}}} = 1,1 \cdot \frac{1020 \cdot 9,8 \cdot 213,57 \cdot 219,1}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,66} = 197,06\text{кВт},$$

де $Q_{\text{п1}}$, $H_{\text{п1}}$, $\eta_{\text{п1}}$ – робочі параметри насоса головного водовідливу.

Тобто, існуючі двигуни задовольняють необхідним вимогам.

Тепер розрахуємо параметри робочого режиму насосної установки головного водовідливу при роботі з різною кількістю нагнітаючих

трубопроводів та насосів. При цьому використовуємо формулу (1.6), що враховує кількість насосів [3]. Також визначимо $H_{тр1}$ та коефіцієнт корисної дії η_1 . Цим ми перевіримо можливу роботу насосної установки в кавітаційному режимі з різною кількістю трубопроводів.

$$Q_1 = \frac{\frac{ZA_{\kappa}}{m_1}}{2\left(\frac{ZB_{\kappa}}{m_1^2} + a\right)} + \sqrt{\left[\frac{\frac{ZA_{\kappa}}{m_1}}{2\left(\frac{ZB_{\kappa}}{m_1^2} + a_1\right)}\right]^2 + \frac{ZH_{ок} - H_z}{\frac{ZB_{\kappa}}{m_1^2} + a_1}}, \quad (1.6)$$

$$Q_{p1} = \frac{Q_1}{m_1}.$$

Робота двох насосів на один трубопровід:

$$n_1 = 1, \quad m_1 = 2,$$

$$a_1 = \frac{a_{в1}}{m_1^2} + \frac{a_{н1}}{n_1^2} = \frac{0,0000249}{2^2} + \frac{0,000876}{1^2} = 0,000882 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тепер знаходимо показники $Q_{роб1}$, $H_{тр1}$ та η_1 . Отримуємо:
 $Q_{роб1} = 313,93 \text{ м}^3/\text{год}$, $H_{тр1} = 264,93 \text{ м}$, $\eta_1 = 0,72$.

Для забезпечення безкавітаційної роботи необхідно виконання наступної вимоги:

$$H_{в1} < H_{вак1}^{доп},$$

$$H_{вак1}^{доп} = 1.3229 + 0.0465 Q_{роб1} - 0.0001 Q_{роб1}^2 = 5,24 \text{ м}.$$

$$H_{вак1} = H_{вс1} + a_{в1} Q_{роб1}^2 = 3,61 \text{ м}.$$

Умова безкавітаційної роботи насоса виконується.

Визначимо робочі режими насосів дільничних водовідливів горизонту 450м пласту m_4^0 з насосом ЦНС180×170.

Рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса дільничного водовідливу має вигляд:

$$H_{\text{тр2}} = H_{\Gamma 2} + a_2 \cdot Q^2, \quad (1.7)$$

де $H_{\Gamma 2}$ – геометричний напір трубопроводу насоса дільничного водовідливу (різниця позначок), м;

a_2 – гідравлічний опір трубопроводу насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$.

$$a_2 = \frac{a_{\text{в2}}}{m_2^2} + \frac{a_{\text{н2}} + a'_{\text{н2}}}{n_2^2} = \frac{0,000128}{1^2} + \frac{0,003717 + 0,000088}{1^2} = 0,003933 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

де $a_{\text{в2}}$ – гідравлічний опір трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

$a_{\text{н2}}$ – гідравлічний опір напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

$a'_{\text{н2}}$ - гідравлічний опір загального напірного трубопроводу, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

m_2 – кількість одночасно працюючих насосів дільничного водовідливу, шт.;

n_2 – кількість трубопроводів дільничного водовідливу задіяних в роботі по відкачуванню води, шт.

$$a_{\text{в2}} = \frac{L_{\text{в2}} + \sum l_{\text{в2}}}{3600^2 \cdot K_{\text{в2}}^2} = \frac{5 + 24,62}{3600^2 \cdot 0,0178} = 0,000128 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a_{\text{н2}} = \frac{L_{\text{н2}} + \sum l_{\text{н2}}}{3600^2 \cdot K_{\text{н2}}^2} = \frac{1160 + 4745}{3600^2 \cdot 0,0178} = 0,003717 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a'_{\text{н2}} = \frac{L'_{\text{н2}} + \sum l'_{\text{н2}}}{3600^2 \cdot (K'_{\text{н2}})^2} = \frac{1200 + 10,2}{3600^2 \cdot 1,065} = 0,000088 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

де L_{e2} – довжина трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, м;

$L_{н3}$ – довжина напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, з урахуванням довжини труб в насосній камері та довжини до злиття потоків в точці М, м;

$L'_{н2}$ – довжина загального напірного трубопроводу, м;

$\sum l_{e2}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, м;

$\sum l_{н2}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м.

$\sum l'_{н2}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів загального напірного трубопроводу, м.

$$\sum l_{e2} = \frac{\sum \xi_{B2}}{\lambda_{B2}} d_{B2} = \frac{6,0 + 0,6}{0,0378} \cdot 0,141 = 24,62 \text{ м},$$

$$\sum l_{н2} = \frac{\sum \xi_{н2}}{\lambda_{н2}} d_{н2} = \frac{10 + 2 \cdot 0,6 + 1 + 2 \cdot 0,26}{0,0339} \cdot 0,141 = 47,45 \text{ м},$$

$$\sum l'_{н2} = \frac{\sum \xi'_{н2}}{\lambda'_{н2}} d'_{н2} = \frac{1}{0,0299} \cdot 0,305 = 10,2 \text{ м},$$

де $\sum \xi_{B2}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів всмоктуючого трубопроводу насоса дільничного водовідливу;

$\sum \xi_{н2}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів напірного трубопроводу насоса дільничного водовідливу, (втрати напору на засувках, зворотних клапанах, в різких поворотах трубопроводу);

$\sum \xi'_{н2}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів загального напірного трубопроводу ;

d_{B2} – внутрішній діаметр трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу, м;

$d_{н2}$ – внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу насоса дільничного водовідливу, м;

$d'_{н2}$ – внутрішній діаметр загального напірного трубопроводу, м;

λ_2 – коефіцієнт Дарсі трубопроводу насоса дільничного водовідливу:

$$\lambda_{в2}=0,021 \cdot d_{в2}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,141^{-0,3}=0,0378,$$

$$\lambda_{н2}=0,021 \cdot d_{н2}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,141^{-0,3}=0,0378,$$

$$\lambda_{н2}=0,021 \cdot d'_{н2}^{-0,3}=0,021 \cdot 0,305^{-0,3}=0,0299.$$

K_2^2 – квадрат розхідної характеристики труби насоса дільничного водовідливу, $\text{м}^6/\text{с}^2$:

$$K_{в2}^2 = \frac{\pi^2 d_{в2}^5 g}{8 \lambda_{в2}} \approx 576 \cdot d_{в2}^{5,3} = 576 \cdot 0,141^{5,3} = 0,0178 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$K_{н2}^2 = \frac{\pi^2 d_{н2}^5 g}{8 \lambda_{н2}} \approx 576 \cdot d_{н2}^{5,3} = 576 \cdot 0,141^{5,3} = 0,0178 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$(K'_{н2})^2 = \frac{\pi^2 d_{н2}^5 g}{8 \lambda_{н2}} \approx 576 \cdot d_{н2}^{5,3} = 576 \cdot 0,305^{5,3} = 1,065 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

Після підрахунків та підстановок запишемо кінцеве рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса дільничного водовідливу:

$$H_{тр2}=110+0,003933 \cdot Q^2 \quad (1.8)$$

Напірна характеристика насоса будується в залежності від параметрів його проточної частини та конструктивних особливостей – для кожного типу насоса вона особлива та надається з технічною документацією.

В загальному випадку рівняння напірної характеристики насоса має вид:

$$H=Z(H_{ок}+A_{к} \cdot Q-B_{к} \cdot Q^2),$$

де z – кількість робочих коліс насоса; $H_o=z H_{ок}$; $A=z A_{к}$; $B=z B_{к}$;

H_o , A , B – коефіцієнти, які залежать від типу та конструктивних особливостей насоса.

Аналітичний вираз для напірної характеристики насоса ЦНС має вигляд:

$$H_n = Z(47,4 + 6,33 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 5,35 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2),$$

Для насоса дільничного водовідливу ЦНС180×170 ($Z = 4$) маємо:

$$H_{n2} = 189,6 + 25,32 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 21,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2, \quad (1.9)$$

Для визначення робочого режиму насоса необхідно розрахувати рівняння: $(a_2 + B)Q^2 - AQ + (H_z - H_o) = 0$. Це квадратне рівняння виду: $ax^2 \pm bx + c = 0$; де: $a = (a_2 + B)$; $b = -A$; $c = (H_z - H_o)$.

Розв'язком цього рівняння є величина Q_{p2} – робочий режим насосу.

$$Q_{p2} = \frac{A + \sqrt{A^2 - 4(a_1 + B)(H_z - H_o)}}{2(a_1 + B)}, \quad (1.10)$$

$$Q_{p2} = \frac{25,32 \cdot 10^{-2} + \sqrt{(25,32 \cdot 10^{-2})^2 - 4(0,003933 + 21,4 \cdot 10^{-4})(110 - 189,6)}}{2(0,000901 + 32,1 \cdot 10^{-4})} =$$

$$= 137,22 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Аналітичний вираз для коефіцієнту корисної дії даного насоса має вигляд:

$$\eta_{n2} = 0,9424 \cdot 10^{-2} \cdot Q_{p2} - 0,3455 \cdot 10^{-4} \cdot (Q_{p2})^2 + 0,02322 \cdot 10^{-6} \cdot (Q_{p2})^3, \quad (1.11)$$

З урахуванням знайденої величини Q_{p2} знайдемо $H_{p2} = 184,05 \text{ м}$ та $\eta_{p2} = 0,7$ по залежностям відповідно (1.3.) та (1.5).

Розрахунки для графічної побудови характеристик насоса та трубопровідної мережі здійснюємо за формулами (1.2), (1.3), (1.4). З цією

метою складається таблиця 1.3, в якій для ряду значень подавань Q визначається ряд значень напорів H (для трубопроводу, насоса і ККД).

Таблиця 1.2 – Характеристики насосу і трубопроводу дільничного водовідливу

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0	45	90	135	180	225
$H_{\text{тр1}}, \text{ м}$	110	117,96	141,86	181,68	237,43	309,11
$H_{\text{н1}}, \text{ м}$	189,6	196,66	195,05	184,78	165,84	138,23
η_1	0	0,356	0,585	0,699	0,712	0,636

За даними таблиці 1.2 будуюмо графічні залежності, зображені на рисунку 1.4. За параметрами робочого режиму насоса головного водовідливу час, за який насос (насоси) зможуть відкачати добовий приплив шахтної води, згідно ПБ визначається:

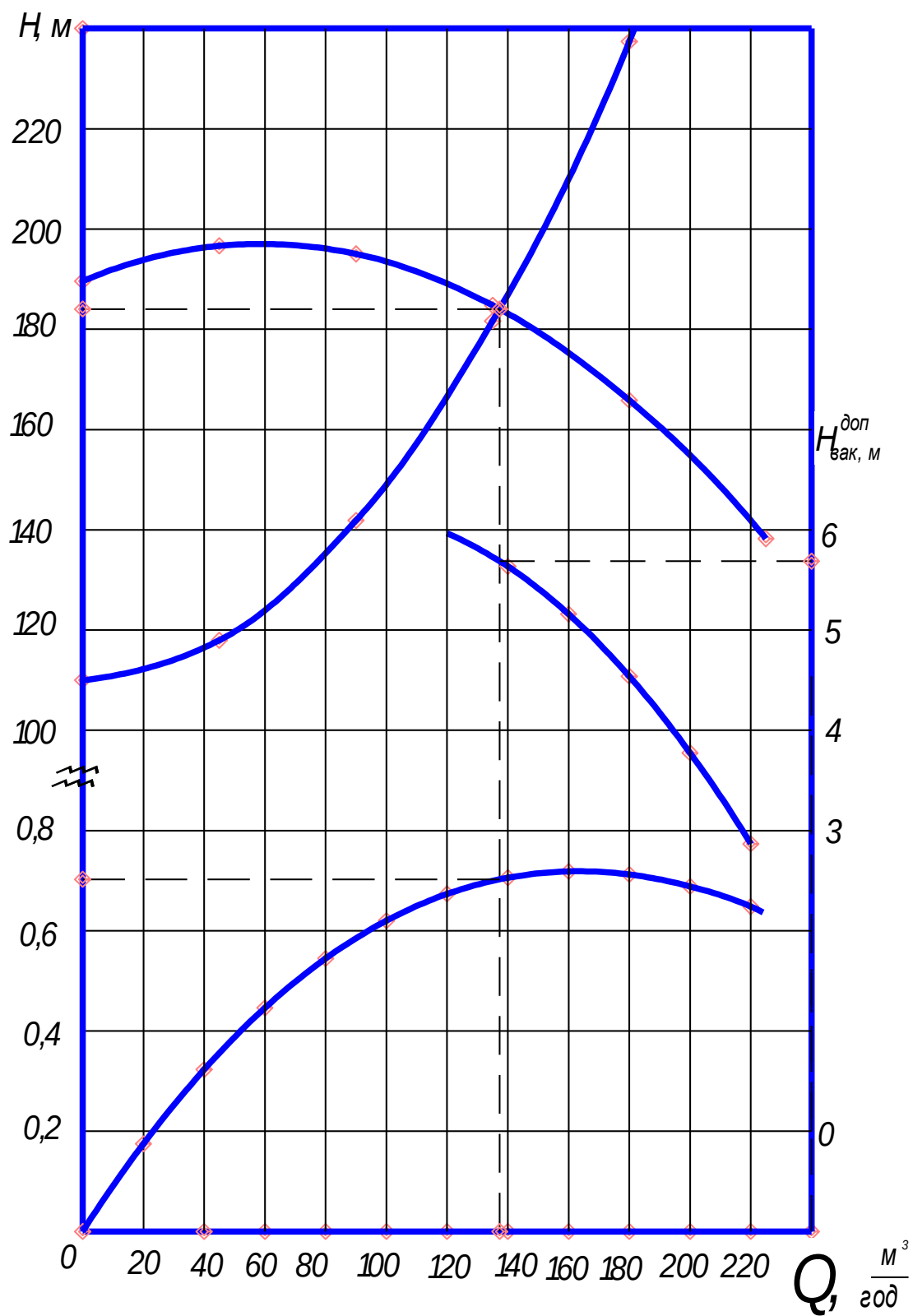
$$t_1 = \frac{Q_{\text{н.доб1}}}{Q_{\text{р2}} \cdot n_1} \leq 20 \text{ годин}, \quad t_1 = \frac{24 \cdot 5}{137,22 \cdot 1} = 0,87 \leq 20 \text{ годин}.$$

Визначимо допустиму вакууметричну висоту всмоктування $H_{\text{вк}}^{\text{доп}}$ для насоса ЦНС180×170 згідно [3] за залежністю:

$$H_{\text{вк}2}^{\text{доп}} = 4,935 + 0,0302Q - 0,00018Q^2 = 5,67 \text{ м}.$$

Реальну вакууметричну висоту всмоктування насосів головного водовідливу визначаємо з виразу:

$$H_{\text{в2}} = H_{\text{вс2}} + a_{\text{в2}} \cdot Q_2^2 = 3 + 0,000128 \cdot 137,22^2 = 5,4 \text{ м}.$$



$$Q_{\text{p1}}=137,22\text{м}^3/\text{год}; H_{\text{p1}}=184,05\text{м}; \eta_{\text{p1}}=0,7$$

Рисунок 1.4 – Характеристики насосу і трубопроводу дільничного водовідливу

Для забезпечення безкавітаційної роботи необхідно виконання наступної вимоги:

$$H_{62} < H_{\text{вак}2}^{\text{дон}}; \quad 5,4\text{м} < 5,67\text{м}.$$

З розрахунків виходить, що насос експлуатується не в кавітаційному режимі.

Робочі параметри насосу головного водовідливу дозволять визначити необхідну потужність його привідного двигуна, кВт:

$$N_2 = 1,1 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot H_{p2} \cdot Q_{p2}}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_{p2}} = 1,1 \cdot \frac{1020 \cdot 9,8 \cdot 184,05 \cdot 137,22}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,7} = 100,17 \text{ кВт},$$

де Q_{p2} , H_{p2} , η_{p2} – робочі параметри насоса головного водовідливу.

Тобто, існуючі двигуни задовольняють необхідним вимогам.

Для насоса ЦНС60×150 рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса діляничного водовідливу має вигляд:

$$H_{\text{тр}3} = H_{\Gamma 2} + a_3 \cdot Q^2, \quad (1.12)$$

$$a_3 = \frac{a_{\text{в}3}}{m_1^2} + \frac{a_{\text{н}3} + a'_{\text{н}3}}{n_1^2} = \frac{0,000128}{1^2} + \frac{0,00369 + 0,000088}{1^2} = 0,003906 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a_{\text{в}3} = \frac{L_{\text{в}3} + \sum l_{\text{в}3}}{3600^2 \cdot K_{\text{в}3}^2} = \frac{5 + 24,62}{3600^2 \cdot 0,0178} = 0,000128 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a_{\text{н}3} = \frac{L_{\text{н}3} + \sum l_{\text{н}3}}{3600^2 \cdot K_{\text{н}3}^2} = \frac{805 + 47,45}{3600^2 \cdot 0,0178} = 0,00369 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$a'_{\text{н}3} = \frac{L'_{\text{н}3} + \sum l'_{\text{н}3}}{3600^2 \cdot (K'_{\text{н}3})^2} = \frac{1200 + 10,2}{3600^2 \cdot 1,065} = 0,000088 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

$$\sum l_{\text{вє3}} = \frac{\sum \xi_{\text{в3}}}{\lambda_{\text{в3}}} d_{\text{в3}} = \frac{6,0 + 0,6}{0,0378} \cdot 0,141 = 24,62 \text{ м},$$

$$\sum l_{\text{нє3}} = \frac{\sum \xi_{\text{н3}}}{\lambda_{\text{н3}}} d_{\text{н3}} = \frac{10 + 2 \cdot 0,6 + 1 + 2 \cdot 0,26}{0,0339} \cdot 0,141 = 47,45 \text{ м},$$

$$\sum l'_{\text{нє3}} = \frac{\sum \xi'_{\text{н3}}}{\lambda'_{\text{н3}}} d'_{\text{н3}} = \frac{1}{0,0299} \cdot 0,305 = 10,2 \text{ м},$$

$$\lambda_{\text{в3}} = 0,021 \cdot d_{\text{в3}}^{-0,3} = 0,021 \cdot 0,141^{-0,3} = 0,0378,$$

$$\lambda_{\text{н3}} = 0,021 \cdot d_{\text{н3}}^{-0,3} = 0,021 \cdot 0,141^{-0,3} = 0,0378,$$

$$\lambda_{\text{н3}} = 0,021 \cdot d'_{\text{н3}}^{-0,3} = 0,021 \cdot 0,305^{-0,3} = 0,0299.$$

$$K_{\text{в3}}^2 = \frac{\pi^2 d_{\text{в3}}^5 g}{8 \lambda_{\text{в3}}} \approx 576 \cdot d_{\text{в3}}^{5,3} = 576 \cdot 0,141^{5,3} = 0,0178 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$K_{\text{н3}}^2 = \frac{\pi^2 d_{\text{н3}}^5 g}{8 \lambda_{\text{н3}}} \approx 576 \cdot d_{\text{н3}}^{5,3} = 576 \cdot 0,141^{5,3} = 0,0178 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

$$(K'_{\text{н3}})^2 = \frac{\pi^2 d_{\text{н3}}^5 g}{8 \lambda_{\text{н3}}} \approx 576 \cdot d_{\text{н3}}^{5,3} = 576 \cdot 0,305^{5,3} = 1,065 \text{ м}^6/\text{с}^2,$$

Після підрахунків та підстановок запишемо кінцеве рівняння напірної характеристики трубопроводу насоса дільничного водовідливу:

$$H_{\text{тр3}} = 110 + 0,003906 \cdot Q^2 \quad (1.13)$$

Аналітичний вираз для напірної характеристики насоса ЦНС має вигляд:

$$H_{\text{н}} = Z(27,6 + 7,701 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 19,94 \cdot 10^{-4} Q^2),$$

Для насоса дільничного водовідливу ЦНС60×150 (Z = 6) маємо:

$$H_{\text{н3}} = 165,6 + 46,206 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 119,64 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2, \quad (1.14)$$

Розв'язанням цього рівняння є величина $Q_{\text{р3}}$ – робочий режим насосу.

$$Q_{p3} = \frac{A + \sqrt{A^2 - 4(a_1 + B)(H_z - H_0)}}{2(a_1 + B)}, \quad (1.15)$$

$$Q_{p3} = \frac{46,206 \cdot 10^{-2} + \sqrt{(46,206 \cdot 10^{-2})^2 - 4(0,003906 + 119,64 \cdot 10^{-4})(110 - 165,6)}}{2(0,003906 + 119,64 \cdot 10^{-4})} =$$

$$= 75,51 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Аналітичний вираз для коефіцієнту корисної дії даного насоса має вигляд:

$$\eta_{нз} = 2,235 \cdot 10^{-2} \cdot Q_{p3} - 2,214 \cdot 10^{-4} \cdot (Q_{p3})^2 + 0,4753 \cdot 10^{-6} \cdot (Q_{p3})^3, \quad (1.16)$$

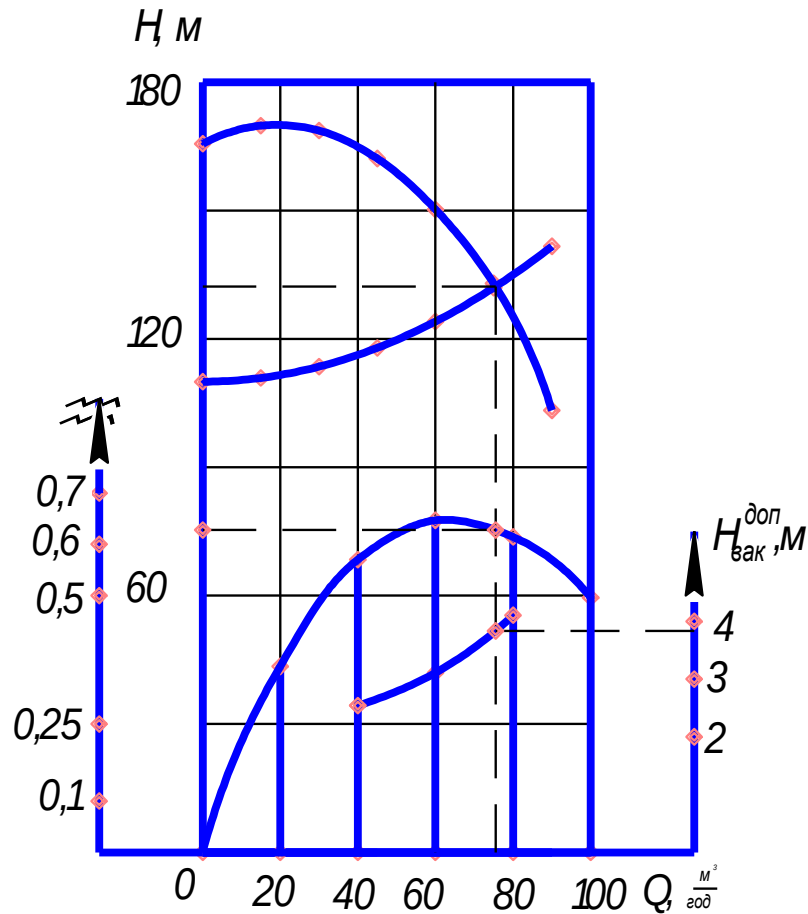
З урахуванням знайденої величини Q_{p3} знайдемо $H_{p3} = 132,27 \text{ м}$ та $\eta_{p3} = 0,63$ за рівняннями відповідно (1.3.) та (1.5).

Розрахунки для графічної побудови характеристик насоса та трубопровідної мережі здійснюємо за формулами (1.2), (1.3), (1.4). З цією метою складається таблиця 1.4, в якій для ряду значень подавань Q визначається ряд значень напорів H (для трубопроводу, насоса і ККД).

Таблиця 1.4 – Характеристики насосу і трубопроводу головного водовідливу

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0	15	30	45	60	75
$H_{\text{тр3}}, \text{ м}$	110	110,87	113,51	117,91	124,06	131,97
$H_{\text{нз}}, \text{ м}$	165,6	169,84	168,69	162,16	150,25	132,96
η_3	0	0,28	0,48	0,6	0,64	0,63

За даними таблиці 1.4 будуюмо графічні залежності, показані на рисунку 1.5.



$$Q_{p3}=75,51 \text{ м}^3/\text{год}; H_{p3}=132,27 \text{ м}; \eta_{p1}=0,63;$$

Рисунок 1.5 – Характеристики насосу і трубопроводу дільничного водовідливу

Знаючи параметри робочого режиму насоса головного водовідливу, розрахуємо час, за який насос (насоси) зможуть відкачати добовий приплив шахтної води (за ПБ):

$$t_1 = \frac{Q_{н.доб1}}{Q_{p1} \cdot n_1} \leq 20 \text{ годин}, \quad t_1 = \frac{24 \cdot 5}{137,22 \cdot 1} = 0,87 \leq 20 \text{ годин},$$

де $Q_{н.доб1}$ – приплив шахтної води за добу до водозбірника, м^3 ;

n_1 – кількість одночасно працюючих насосів на головному водовідливі.

Допустима вакууметрична висота всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ для насоса ЦНС60×150 згідно [3] визначається за залежністю:

$$H_{\text{вак}3}^{\text{доп}} = 4,935 + 0,0302Q - 0,00018Q^2 = 5,67\text{м}.$$

Реальну вакууметричну висоту всмоктування насосів головного водовідливу визначаємо з виразу:

$$H_{\text{вз}} = H_{\text{всз}} + a_{\text{вз}} \cdot Q_3^2 = 3 + 0,000128 \cdot 137,22^2 = 5,4\text{м},$$

де $H_{\text{всз}}$ – висота всмоктування насоса дільничного водовідливу, м;

$a_{\text{вз}}$ – гідравлічний опір трубопроводу, що всмоктує, насоса дільничного водовідливу (визначили раніше).

Для забезпечення безкавітаційної роботи необхідно виконання наступної вимоги:

$$H_{\text{вз}} < H_{\text{вак}3}^{\text{доп}}, \quad 5,4\text{м} < 5,67\text{м}.$$

Умова виконується, отже насос працює без кавітації.

Визначимо необхідну потужність привідного двигуна насосу, кВт:

$$N_3 = 1,1 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot H_{\text{рз}} \cdot Q_{\text{рз}}}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_{\text{рз}}} = 1,1 \cdot \frac{1020 \cdot 9,8 \cdot 132,27 \cdot 75,51}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,63} = 44\text{кВт},$$

де $Q_{\text{рз}}$, $H_{\text{рз}}$, $\eta_{\text{рз}}$ – робочі параметри нашого насосу.

Тобто, існуючі двигуни задовольняють необхідним вимогам.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСІВ

2.1 Дослідження методів розрахунку вузла розвантаження відцентрових секційних насосів

Досвід експлуатації відцентрових шахтних секційних насосів ЦНС300, ЦНС180, ЦНС60, а також їхніх конструктивних аналогів НСШ410, ЦНСШ300, виробництво яких освоєно машинобудівними заводами України, свідчить про низьку надійність такого відповідального вузла, як гідравлічний розвантажувальний пристрій. За нашим даними, питома частка відмов даного пристрою від їхнього загального числа становить 21% для насосів ЦНС300, 22% – для ЦНС180, 24% – для ЦНСШ300, 15% – для НСШ410.

Розвантажувальний пристрій насосів необхідний для врівноважування осьової сили, що діє на робочі колеса насоса і яка досягає значень, вимірюваних тоннами. Від роботи розвантажувального пристрою в значній мірі залежить довговічність і економічність насосних агрегатів. Несправність розвантажувального пристрою, викликана зношуванням кілець розвантаження та зсувом ротора насоса убік усмоктування, може привести до руйнування робочих коліс і ущільнень. Імовірність виходу з ладу насоса із цієї причини зростає зі зменшенням терміну служби змінних кілець розвантаження. Дослідженнями також встановлено що, термін служби кілець розвантаження зменшується в процесі зношування насоса. У деяких випадках, перед відправленням насоса на капітальний ремонт, розвантажувальні кільця зношувалися за 2-3 години. Практично завжди існує небезпека, що ротор зміститься убік усмоктування за межі припустимого і виведе насос із ладу. Такі випадки відомі із практики експлуатації шахтних насосів і в цьому полягає, насамперед, низька надійність існуючих розвантажувальних пристроїв.

З огляду на те, що в найближчі десятиліття збережеться домінуюче використання на шахтах відцентрових секційних насосів, розглянемо результати експериментальних досліджень гідравлічного розвантажувального

пристрою гідростатичного тину для визначення фактичних показників надійності, виявлення причин відмов, встановлення впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на їхню роботу.

Функціонування гідравлічних розвантажувальних пристроїв у шахтах.
При обстеженні водовідливних установок установлені фактичні показники надійності гідравлічних розвантажувальних пристроїв насосів серії ЦНС300 [5]. За даними 325 відмов гідравлічних розвантажувальних пристроїв на шахтах Державних підприємств «Добропіллявугілля-видобуток», «Селідовугілля» та «Мирноградвугілля» середній наробіток на відмову складає 548годин, мінімальний – 6годин, а максимальний – 4120 годин. Для водовідливних установок, де зафіксований значний наробіток, характерні низький вміст твердого в середовищі, що перекачується, і її слабка мінералізація. Для нових гідравлічних розвантажувальних пристроїв середній, мінімальний і максимальний наробітки відповідно становлять 1229, 380 та 4120 годин.

Більш ніж в 90% випадків причина відмови гідравлічних розвантажувальних пристроїв – зношування робочих поверхонь нерухомого і обертового кілець. Вивчення топографії слідів зношування та характеру руйнувань показало, що робочі поверхні кілець мають яскраво виражені точки термічного фрикційного контакту, радіальні мікротріщини, що виникли внаслідок порушення структури поверхневого шару і виривання металу з утворенням глибоких борозен, уступів і западин. Зазначені види руйнувань характерні для зношування при схоплюванні, що проявляється при безпосередній контактній взаємодії тертьових поверхонь. Особливо небезпечні процеси схоплювання та задиру, що протікають на робочих поверхнях кілець гідравлічних розвантажувальних пристроїв, які виготовлені з однойменних матеріалів.

Дія контактного зношування підсилюється гідроабразивним і корозійним зношуванням. Максимально припустиме зношування робочих поверхонь кілець визначається вимогою відсутності механічного контакту між корпусом і обертовим ротором при зсуві останнього в напрямку кришки усмоктування.

Для насосів ЦНС300 гранично припустиме зношування $\Delta h_{\max}$ торцевого виступу кожного кільця з умови збереження конфігурації кільцевого виступу та камери тиску становить близько 4мм, тобто працездатність гідравлічних розвантажувальних пристроїв зберігається при сумарному осьовому зсуві s ротора до 8мм стосовно початкового положення.

Однак відповідно до технічних умов заводу-виготовлювача при експлуатації допускається осьовий зсув ротора через зношування кілець вперед не більше ніж на 3мм, а граничний стан розвантажувального пристрою діагностується по аварійному зсуві ротора $S_{\max} = 4\text{мм}$. При перевищенні настає механічне контактування переднього диска робочого колеса і стінки напрямного апарата. Тому зношування торцевого виступу кожного кільця до 8мм можливе лише за умови постійного регулювання осьового положення ротора шляхом установки кілець між втулкою розвантаження і розвантажувальним диском.

З урахуванням припустимого зношування кільця $\Delta h_{\max} = 0,5S_{\max}$ та отриманих даних по фактичному середньому наробітку $t_{o.cp}$ (середній час відмови) вузла гідравлічного розвантажувального пристрою можна оцінити середню швидкість лінійного зношування торцевого виступу п'яти, під'ятника нового насоса і насоса, що пройшов капітальний ремонт. Виходячи з енергетичної теорії деформування виконана оцінка кількості енергії, затрачуваної на контактну взаємодію і зношування кілець гідравлічного розвантажувального пристрою. Ураховувалися розсіювання енергії в навколишньому середовищі і деформаційна складова енерговитрат.

Додаткові втрати потужності в гідравлічному розвантажувальному пристрої, обумовлені зношуванням робочих поверхонь нерухливого та обертового кілець гідравлічного розвантажувального пристрою для насосів ЦНС300-120...600 становлять: при середньому наробітку та відповідно швидкості зношування $1,63 \cdot 10^{-3}\text{мм/год}$ (новий насос) і $3,7 \cdot 10^{-3}\text{мм/год}$ (що працює після капремонту) — 0,12 і 0,27кВт; при мінімальному наробітку (час відмови $t_o = 6\text{год.}$) — біля 10,5кВт. Вони досягають відповідно 0,017, 0,04 та

1,5% потужності, споживаної насосом ЦНС300×600. В останньому випадку втрати потужності досить істотні. Інтенсивне зношування робочих поверхонь кілець, як правило, супроводжується істотним підвищенням температури води на виході з розвантажувального пристрою.

Як показали дослідження, надійність функціонування гідравлічного розвантажувального пристрою значною мірою визначається взаємним перекосом робочих поверхонь нерухливого та обертового кілець. Виміри биття вільного торця валу насоса ЦНС60×132 дали можливість установити, що подвійна амплітуда биттів, обумовлених неточностями виготовлення і складання, становить близько 0,22мм, для насосів ЦНС300-120...600 – 0,25-0,32мм. При експлуатації спочатку відбувається деяке приробка робочих поверхонь нерухливого та обертового кілець, внаслідок чого перекіс зменшується. Однак у міру росту осьової сили умови для приробки погіршуються, інтенсивність зношування збільшується і внаслідок нерівномірного зношування робочих поверхонь кілець кількість биттів зростає. Про це свідчать інструментальні виміри, виконані на чотирьох насосах ЦНС300-360 водовідливної установки (горизонт 400м, шахта «Новодонецька»), наробіток яких становив від 400 до 1700год. Подвійна амплітуда биттів коливалася від 0,41 до 0,90мм.

Виміри показали, що перекіс робочих поверхонь кілець шахтних насосів, що пройшли капітальний ремонт, протягом терміну експлуатації перевищує торцевий зазор (для насосів типу ЦНС становить 0,08-0,15мм). Внаслідок цього навіть у початковий період роботи спостерігається механічний контакт робочих поверхонь.

Визначення торцевого зазору між кільцями гідравлічного розвантажувального пристрою. У літературних джерелах, присвячених дослідженню гідравлічних розвантажувальних пристроїв шахтних насосів, відсутні дані про фактичні розміри торцевих зазорів у розвантажувальних пристроях. У зв'язку із цим виміри були виконані на спеціальному стенді, оснащеному чотирьох ступінчастим насосом ЦНС60×132. Витрату рідини через

гідравлічний розвантажувальний пристрій вимірювали об'ємним способом шляхом підключення зливної труби до мірного бака. Для реєстрації тиску в розвантажувальній камері в нерухливому кільці був виконаний отвір діаметром 1,5мм, що з'єднує камеру з гідравлічним канатом і далі на виході – з манометром. Подачу насоса вимірювали також за допомогою мірного бака, тиск – вакуумметром і манометром, потужність приводного електродвигуна – комплектом К-506.

Для виміру торцевого зазору між кільцями гідравлічного розвантажувального пристрою було розроблено оптичний і індуктивний методи. Оптичний метод заснований на визначенні ширини смуги яка світиться між обертовими і нерухливим кільцями. Смуга утворюється джерелом світла, установленому у розвантажувальній камері. Її вимірюють мікроскопом (забезпечує 120-кратне збільшення), у фокальній площині якого закріплена шкала із ціною розподілу 7мкм. У результаті визначені середній зазор і амплітуда биттів. Встановлено, що майже на всіх режимах роботи насоса в зоні робочої частини напірної характеристики яскрава смуга з різким контуром (просвіт постійного зазору джерелом світла) на зображенні була відсутня. Це свідчило про те, що між робочими поверхнями обертових і нерухливого кілець періодично виникав механічний контакт.

Вимір торцевого зазору між кільцями гідравлічного розвантажувального пристрою за допомогою малогабаритного індуктивного датчика засновано на реєстрації зміни індуктивності котушки в результаті осьового переміщення обертового кільця, що служив якорем цієї котушки. Робочий датчик, що представляє собою мініатюрну котушку індуктивності діаметром 5,2мм зі стрижневим сердечником і екраном, герметично вмонтували в спеціальному гнізді нерухливого кільця. У мостову вимірювальну схему був також включений компенсаційний датчик, що мав конструкцію та параметри аналогічні робочому.

Одночасний вимір торцевого зазору оптичним і індуктивним методами дали можливість визначити абсолютну погрішність останнього. При порівнянні

середніх значень зазору та амплітуди його биттів встановлено, що їхня різниця становить 0,01-0,015мм. З огляду на, що точність оптичного майже на порядок вище точності індуктивного, різницю можна вважати досить точною оцінкою погрішності останнього.

З отриманих даних слідує, що фактичний торцевий зазор між кільцями гідравлічного розвантажувального пристрою приблизно на 40% менше розрахункового. Зрівняння фактичних і розрахункових значень напору в розвантажувальній камері та витрати через гідравлічний розвантажувальний пристрій дає підставу вважати причиною різниці відмінність прийнятого в розрахунку значення осьової сили від фактичного. Оскільки осьову силу в насосах серії ЦНС розраховували за формулами роботи, варто визнати, що для розрахунку розмірів деталей гідравлічних розвантажувальних пристроїв шахтних насосів використовували необґрунтовано занижені значення осьової сили. Так, для ЦНС60×132 при номінальних зазорах у щілинних ущільненнях робочих коліс і в циліндричному щілинному ущільненні розвантаження розрахункова сила в номінальному режимі становить 5,2кН, а фактична – 7,5-7,9кН (різниця близько 45%). Ті ж параметри для найпоширенішого шахтного насоса ЦНС300×600: $T_p = 91\text{кН}$, а $T_\phi = 122\text{кН}$ (різниця 34%).

Встановлено, що биття торцевого зазору, обумовлені взаємним перекосом робочих поверхонь нерухливого та обертового кілець, відбуваються із частотою обертання ротора. Практично на всіх режимах роботи насоса, за винятком зони малих подач, при значній середній величині торцевого зазору через наявність биттів робочі поверхні нерухливого та обертового кілець взаємодіють із контактом, що визначає їх функціонування в режимі інтенсивного фрикційного руйнування робочих поверхонь.

За режимними змінами параметрів насоса та гідравлічного розвантажувального пристрою, отриманих при синхронному записі на швидкодіючому самописці Н324 по шести каналах (датчики тиску на виході насоса і на вході в нього, у розвантажувальній камері, індуктивний торцевого

зазору між кільцями п'яти, датчики витрати в трубопроводі і тензометричний осьового навантаження ротора), показала наступне:

- характер зміни тиску в розвантажувальній камері повторює стан зміни тиску на виході насоса;
- подача насоса нестійка та пульсуюча, і процес більш інерційний, чим зміна напору;
- закономірність зміни торцевого зазору збігається з формою зміни тиску в розвантажувальній камері. Інерційне запізнювання реакції осьового переміщення ротора на зміну тиску насоса і на ріст осьового навантаження вала становить 1,1-1,5с, що обумовлює протягом зазначеного часу порушення функціонування системи «ротор - гідравлічний розвантажувальний пристрій» і за певних умов (наприклад, при різкому збільшенні тиску в трубопроводі) повну втрату зазору між кільцями гідроп'яти;
- при кавітації насосу параметри розвантажувального пристрою нестабільні, функціонування в нестійкому коливальному режимі;
- автоколивання розвантажувального пристрою в осьовому напрямку після виходу насоса з кавітаційного режиму в безкавітаційний відбуваються протягом 2-3с, причому середній торцевий зазор при цьому зменшується на 10-15%. Одними з можливих причин є вторинні кавітаційні явища в щілині, що дроселює.

Радіальний розподіл тиску на розвантажувальному диску. При розрахунках осьової сили, що врівноважує, приймають тиск у розвантажувальній камері постійним, а в торцевому зазорі – таким, який змінюється по лінійному законі. Для визначення прийнятності даного припущення було виконано виміри тиску на моделі гідравлічного розвантажувального пристрою насоса ЦНС60-66...330, виготовленої в масштабі 1:1. Розвантажувальний диск приводився в обертання за допомогою електродвигуна. Рідина в розвантажувальну камеру подавалася від насоса ЦНС38×66. Тиск і витрата регулювалися засувками, установленими перед розвантажувальною камерою і у зливальній гідролінії.

Торцевий зазор і відповідно перепад тиску на торцевій щілині регулювалися зміною зусиль затягування кріпильних гвинтів кришки розвантажувальної камери. Реєстрацію тиску здійснювали по спеціальних каналах, виконаних у нерухливому кільці, виготовленим як одне ціле із кришкою розвантажувальної камери. Оскільки кришка зливальної камери і нерухливе кільце були із прозорого поліметилметакрилату, це дозволило спостерігати характер течії рідини в торцевому зазорі. Тиск заміряли зразковим манометром, що по черзі спеціальним перемикаючим пристроєм з'єднувався з каналами. Експеримент проведений при перепадах тиску на торцевій щілині 0,2МПа й 0,32МПа та при надлишковому тиску в зливальній порожнині рівному 0 і 50кПа. Відзначимо, що були підтверджені передумови, що спрощують, використовувалися методи розрахунку гідравлічних розвантажувальних пристроїв шахтних насосів, де приймається лінійний закон розподілу тиску в торцевому зазорі.

Важливі були результати, отримані при дослідженні моделі гідравлічного розвантажувального пристрою при малих тисках на виході. Відомо, що гідродинамічна кавітація не розвивається в прямолінійних каналах і при прямолінійному плині, тобто при паралельному русі рідини без зрушення і турбулентності. Для конструкції кілець гідравлічних розвантажувальних пристроїв профіль каналу – раптове звуження, шорсткість робочих поверхонь, перекося сполучених деталей розвантажувального пристрою – це типові умови, що ініціюють утворення і розвиток гідродинамічної кавітації.

Оцінка кавітаційних властивостей торцевого щілинного ущільнення гідравлічного розвантажувального пристрою найпоширенішого насоса ЦНС300×600 по гранично припустимій швидкості антикавітаційного плину:

$$v_{np} = \sqrt{2(p - p_{н.н.}) / \rho \Theta_{кр}}$$

де $p = 0,1 \dots 3 \text{ МПа}$ – тиск насоса залежно від його подачі,

$p_{н.н.} = 1800 \dots 3500 \text{ Па}$ – тиск насичених парів шахтної води,

$\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ – густина шахтної води,

$\Theta_{\text{кр}} = 9...12$ – критичному значенні числа кавітації.

Гідродинамічна кавітація може виникнути і розвиватися на вході в торцеву щілину при швидкості $v_{np} > 22 \text{ м/с}$, на виході $v_{np} > 4,5 \text{ м/с}$. Тому що фактичні швидкості плин у зазорі становлять $180\text{--}240 \text{ м/с}$, можна стверджувати, що прояв кавітації можливо на всій довжині торцевої щілини.

Утворення кавітаційних зон, переміщення парогазових пухирців уздовж щілини вдалося візуально спостерігати на просвіті торця кілець розвантажувального пристрою. При робочому тиску в розвантажувальній камері більше $0,5 \text{ МПа}$ і зазорах, близьких до мінімального ($0,08...0,12 \text{ мм}$), зародження парогазової фази починається вже на початковій ділянці торцевої щілини. Такі фактори, як перекіс торцевих поверхонь, осьове коливання ротора, збільшення шорсткості сполучених деталей, погіршення умов роботи системи гідрозатвора першої ступені істотно інтенсифікують утворення та розвиток кавітаційних зон течії.

Перехід режиму плин рідини від одно- до двофазної суміші, яким супроводжується гідродинамічна кавітація, змінює характеристики розвантажувального пристрою. Рекомендації з розрахунку гідростатичних розвантажувальних пристроїв охоплюють лише область однофазного плин. Основні положення методики базуються на дослідженнях упорних гідростатичних підшипників, що працюють на криогенних рідинах, дозволяє враховувати «холодне» кипіння рідини і основні робочі параметри гідравлічного розвантажувального пристрою. З урахуванням моделі цієї методики вирішене рівняння розподілу тиску в торцевій щілині, визначені вантажопідйомність пристрою та витрата рідини, що протікає. З отриманих результатів виходить, що зміна щільності рідини внаслідок гідродинамічної кавітації приводить до значного падіння вантажопідйомності пристрою.

При співвідношенні рідкої фази до газової $10:1$ вантажопідйомність кільцевої частини гідравлічного пристрою зменшується на 20% , при співвідношенні $7:1$ – на 30% . Оскільки саме в зазначених межах може

змінюватися щільність суміші в щілинних каналах, можна зробити висновок про значний вплив кавітації на характеристики розвантажувального пристрою, і цей фактор варто враховувати при проектуванні пристроїв, що врівноважують.

Технічними рішеннями, спрямованими на зниження ступеня впливу гідродинамічної кавітації в торцевій щілині гідравлічного розвантажувального пристрою, можуть бути: зменшення шорсткості робочих поверхонь, у тому числі в процесі експлуатації; застосування для кілець розвантаження матеріалів з високою кавітаційною стійкістю, наприклад легованих металів та сплавів, схильних до зміцнення наклепом (хромомарганцева, хромоникельмарганцева сталі, стеллит); повне усунення перекосів сполучених деталей; проектування пристроїв з додатковим запасом по вантажопідйомності; створення конструкції із двох- і трьохступінчастою системою дроселювання; включення в конструкцію демпферних пристроїв, що гасять осьові коливання деталей.

2.2 Дослідження динаміки гідроп'яти з податливим упорним кільцем

Робоче колесо однобічного входу піддається впливу осьової сили, тому що поверхня його основного диска, що перебуває під тиском нагнітання, більше аналогічної поверхні покриваючого диска (рисунк 2.1). Тиск, що діє на обидва диски робочих коліс відцентрових насосів неоднаковий, тому що рідина, ув'язнена між дисками робочого колеса та стінками корпуса насоса, обертається, і тиск, що діє на діаметрі виходу робочого колеса, значно вище, ніж у втулки робочого колеса.

У багатоступінчастому відцентровому насосі сумарна осьова сила дорівнює сумі осьових сил на кожному з робочих коліс. У сучасних високонапірних відцентрових насосах вона досягає десятків тонн. Розвантаження осьової сили розвантажувальними гідравлічними пристроями

або сприйняттям механічним способом сполучена із втратами на витоки і на тертя.

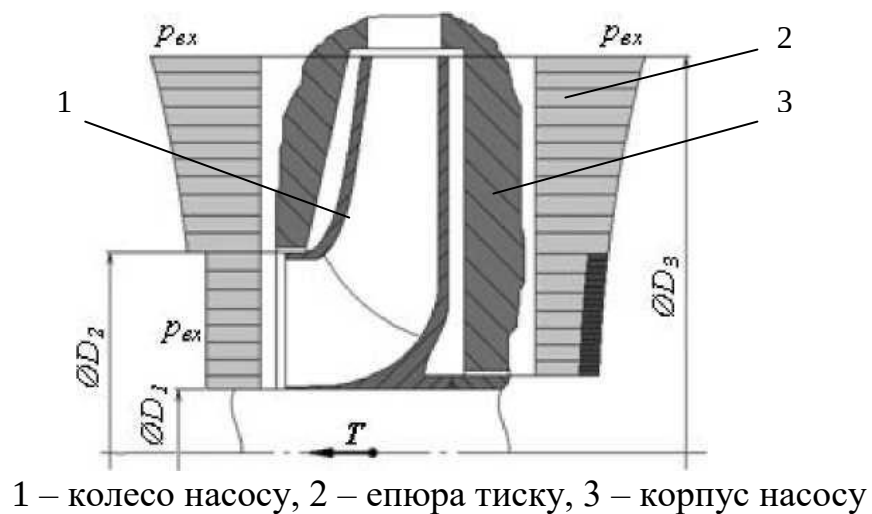


Рисунок 2.1 – Схема розподілу тиску на робочому колесі відцентрового насоса

Існують безліч способів розвантаження осьової сили:

- застосування розвантажувального барабана (думміса) і упорного підшипника;
- застосування гідравлічної п'яти;
- зміна розташування робочих коліс.

На теперешній час застосовуються автоматичні пристрої, що врівноважують, – гідроп'ята (рисунок 2.2). Вона, як свідчить багаторічний досвід експлуатації, здатна протягом тривалого часу забезпечувати надійне врівноважування осьової сили, причому в широкому діапазоні їхньої зміни. Гідроп'ята виконує одночасно функції упорного гідростатичного підшипника і комбінованого кінцевого ущільнення із саморегулюючим зазором. Робота пристрою заснована на тому, що осьова сила, яка розкриває торцеву пару, залежить від величини зазору.

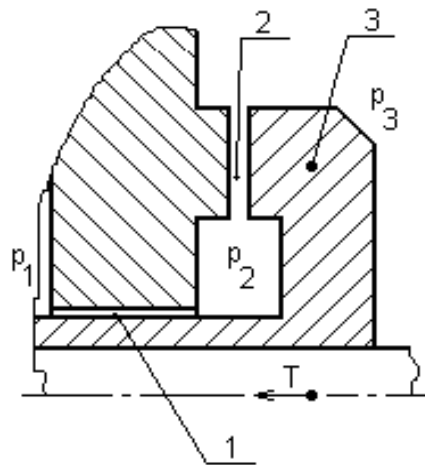


Рисунок 2.2 – Схема пристрою, що врівноважує, звичайної конструкції

Основою пристрою, що врівноважує, (рисунок 2.2) являються дві послідовно розташовані щілини 1, 2 та розвантажувальний диск 3. Циліндрична щілина 1 має постійний гідравлічний опір, а опір торцевої щілини 2 змінюється при осьових переміщеннях ротора внаслідок зміни торцевого зазору.

У граничному випадку, коли торцевий зазор дорівнює нулю і витоків немає, тиск у камері 2 гідропр'яти досягає найбільшого значення та дорівнює тиску за останньою ступінню насоса p_1 . При цьому на розвантажувальний диск діє максимальна осьова сила, спрямована убік нагнітання. В іншому крайньому випадку, коли торцевий зазор збільшений, майже весь перепад тиску $\Delta p = p_1 - p_3$ дроселюється в циліндричній щілині та тиск у камері гідропр'яти падає до тиску за торцевою щілиною $p_2 = p_3$. При цьому осьова сила, що діє на розвантажувальний диск, зменшується до нуля.

В робочих умовах збільшення осьової сили T , що діє на ротор убік усмоктування, викликає відповідний осьовий зсув ротора, і торцевий проміжок зменшується, що приводить до збільшення сили F . Зменшення торцевого зазору триває доти, поки сила F не досягне значення T ; при цьому ротор буде статично врівноважений в осьовому напрямку. Випадкове ж зменшення осьової сили T приводить до такого збільшення зазору, при якому сила F знижується до значення T . Таким чином, кожному значенню осьової сили T у сталому стані відповідає певний торцевий зазор, при якому виконується рівність $F = T$.

Серед різноманіття гідроп'ят можна виділити кілька класів за конструктивним виконанням та різних техніко-економічних показниках (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Порівняльний аналіз конструкцій гідроп'ят

Переваги конструкції	Конструктивні виконання пристрою, що врівноважує		
	звичайна конструкція	с лабіринтовими кільцевими канавками	с додатковими циліндричними дроселями
Автоматизм роботи	+	+	+
Малі габарити	+	-	-
Простота технології виготовлення	+	-	+
Малі протоки	-	+	+
Малі дискові втрати	-	-	-
Великий діапазон зміни осьової сили, що врівноважується	+	-	+
Легкість монтажу	+	-	-
Відстеження перекосів	-	-	-

При цьому можна вказати на переваги та недоліки кожної групи. Порівняльний аналіз вказує на необхідність удосконалювання існуючих конструкцій не за рахунок конструктивного ускладнення (це приводить до ускладнення технології виготовлення, складання і монтажу), а за рахунок деяких функціональних змін, які, не порушуючи автоматизму роботи системи, поліпшували б динаміку, відслідковували би часткові і природні перекоси диска. Як новий тип гідроп'яти запропонована конструкція з податливим упорним кільцем (рисунок 2.3). Передбачається, що дана конструкція частково усуває недоліки попередніх типів розвантажувальних пристроїв, а також поліпшує процес монтажу, відслідковує перекоси розвантажувального диска.

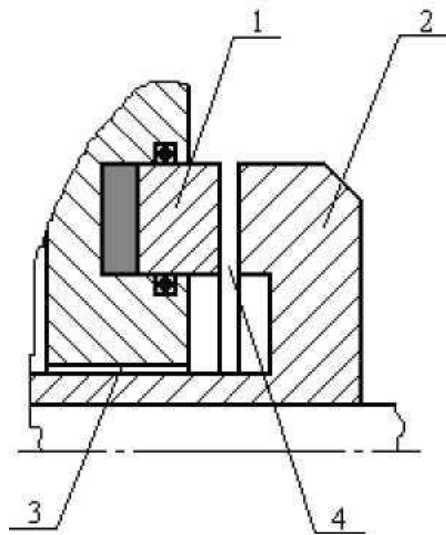


Рисунок 2.3 – Конструкція гідроп'яти з податливим упорним кільцем

Основними елементами системи врівноважування є упорне кільце 1, розвантажувальний диск 2, циліндричний дросель 3 з постійним гідравлічним опором та торцевою щілиною 4, опір якої змінюється в результаті зміни торцевого зазору внаслідок осьових зсувів ротора.

Рівноважний стан реалізується при малих зазорах, що забезпечує роботу пристрою в умовах упорного підшипника, що змазується робочою рідиною, а також виконання функцій безконтактного торцевого ущільнення.

Статичний розрахунок. Основними рівняннями статичного розрахунку є рівняння осьової рівноваги упорного кільця і ротора:

$$F_{yup} + F_T = 0; \quad (2.1)$$

$$F_2 + F_T = T, \quad (2.2)$$

де F_{yup} – пружна сила, що виникає при деформації упорного кільця;

T – осьова сила, що діє на ротор;

F_2 – сила від дії тиску на площу розвантажувального диска;

F_T – сила від дії тиску в торцевій щілині.

Рівняння балансу витрат рідини через циліндричний та торцевий дроселі має вигляд:

$$Q_1 = Q_T. \quad (2.3)$$

де Q_1 — витрати рідини через циліндричний дросель;

Q_T — витрати рідини через торцевий дросель.

При цьому вираження для витрат прийняті з урахуванням турбулентного режиму течії рідини.

Статичний розрахунок дозволяє побудувати статичну характеристики системи «ротор-розвантажувальний пристрій» — залежність сили, що врівноважує, від торцевого зазору (рисунк 2.4а). Крім основної функції розвантажувального пристрою гідроп'ята виступає і у ролі комбінованого кінцевого ущільнення. Тому необхідно враховувати величину потоків через торцеву щілину. Залежність величини потоків від торцевого зазору визначає характеристику витрат (рис. 2.4б).

Детальний аналіз встановлює закономірності зміни параметрів системи розвантаження залежно від конструктивних змін пристрою. Так, наприклад, зі збільшенням радіуса розташування торцевого дроселя розвантажувальне зусилля зростає, а також збільшується витрата; твердість упорного кільця обмежена максимально припустимим значенням осьового зсуву ротора.

У реальних конструкціях насосів неможливо однозначно встановити значення осьової сили, що підлягає врівноважуванню. Більше того, значення цієї сили може значно змінюватися залежно від режиму роботи насосу. Застосування автоматичного розвантажувального пристрою дозволяє в заданому діапазоні можливої зміни осьової сили визначати діапазон зміни рівноважних величин торцевого зазору, знаючи який можна визначити величину потоків.

Варіюючи параметрами конструкції, вибирається оптимальний варіант для даних робочих умов (рисунк 2.5).

Таким чином, статичний розрахунок дозволяє на стадії проектування вибирати необхідні конструктивні параметри гідроп'яти із забезпеченням

надійної роботи в заданому діапазоні зміни осьової сили при мінімальних потоках робочого середовища.

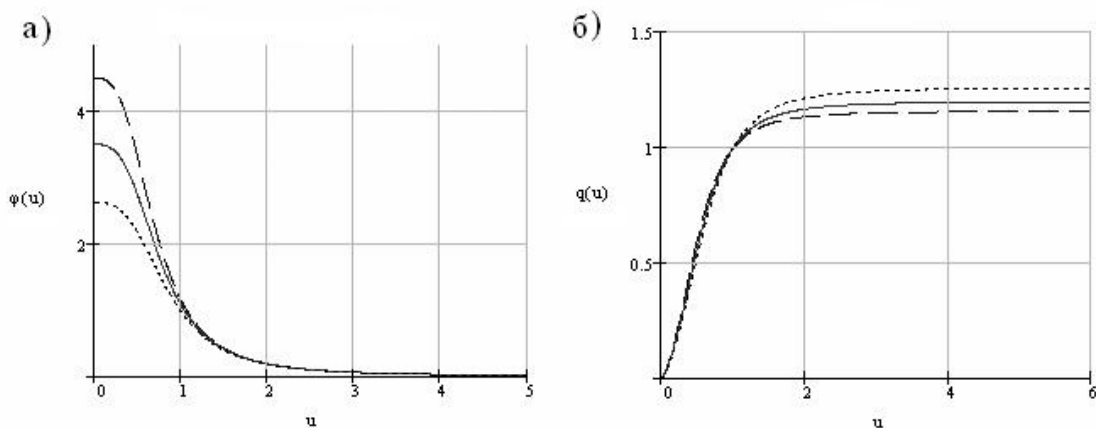


Рисунок 2.4 – Статична характеристика (а) і характеристика витрат (б) розвантажувального пристрою

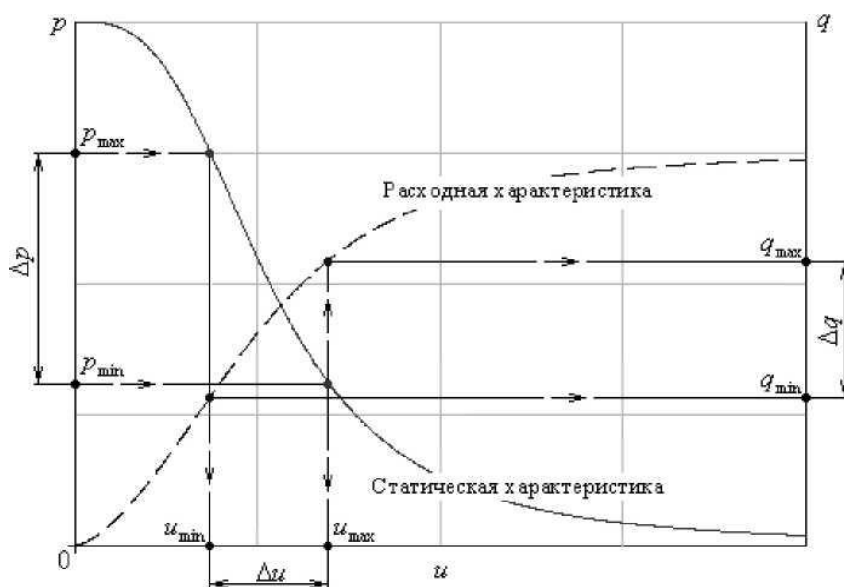


Рисунок 2.5 – Графічні залежності для визначення параметрів пристрою, що врівноважує [6].

Динамічний розрахунок. У зв'язку з необхідністю більш детального динамічного розрахунку запропонована ідеалізована розрахункова схема (рисунок 2.6).

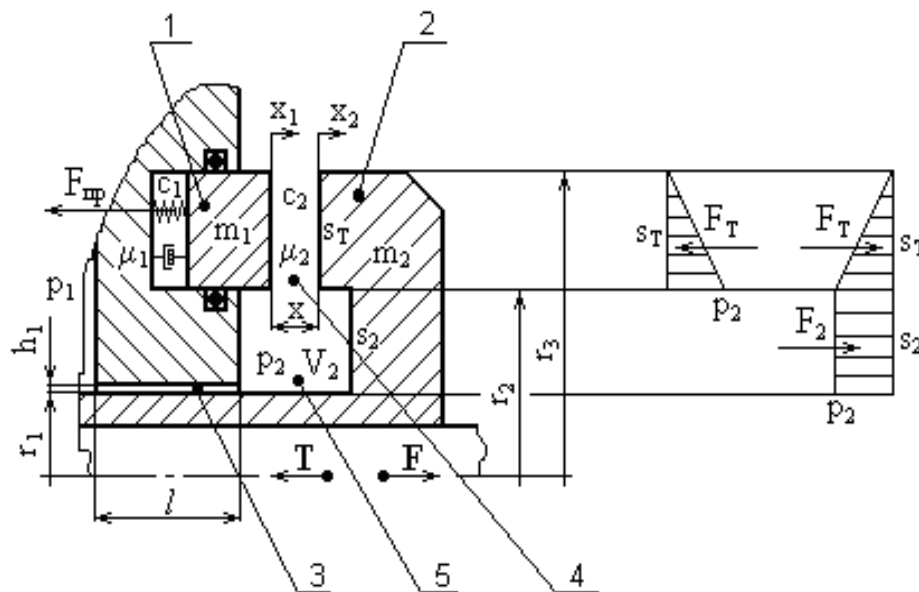


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема розвантажувального пристрою

Основними рівняннями динаміки є рівняння осьових коливань упорного кільця та розвантажувального диска [6], а також рівняння балансу витрат рідини через циліндричний і торцевий дроселі з урахуванням витрати на стиск рідини в камері гідроп'яти та витрати витиснення:

$$Q_1 = Q_T + Q_p + Q_v. \quad (2.4)$$

де Q_p – витрати на стиск в камері гідроп'яти;

Q_v – витрати витиснення рідини.

Сукупність цих рівнянь являє собою систему розв'язних рівнянь динаміки врівноважуючого пристрою. Оскільки отримана система рівнянь нелінійна, то неможливо одержати шукані залежності аналітично. Тому вивчено поведіння системи в малих відхиленнях від сталого режиму, обумовленого статичним розрахунком. У результаті динамічного розрахунку побудовані амплітудно-

частотні характеристики системи «ротор – розвантажувальний пристрій» залежно від жорсткості та демпфірування упорного кільця (рисунок 2.7).

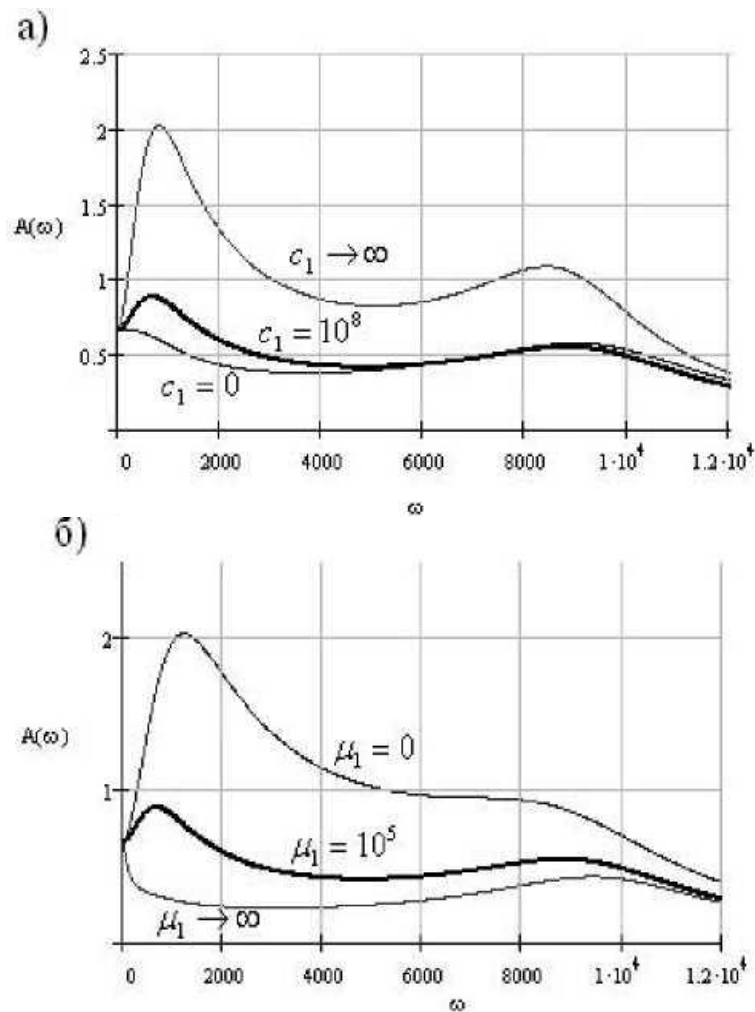


Рисунок 2.7 – Графічні залежності зміни амплітудно-частотної характеристики в залежності від жорсткості (а) та демпфірування (б) упорного кільця

Побудова амплітудно-частотної характеристики дозволяє також визначити критичні частоти системи врівноважування осьового навантаження. Поряд з рішенням у варіаціях проведений нелінійний аналіз методом Рунге-Кутта за допомогою пакета Mathcad-professional. Побудовані перехідні характеристики системи (рисунок 2.8), що дозволяють судити про деякі якісні та кількісні показники, такі, як характер динамічного процесу, а також час регулювання.

У результаті аналізу перехідних характеристик можна судити про коливний характер системи розвантаження осьової сили із властивим їй регулюванням.

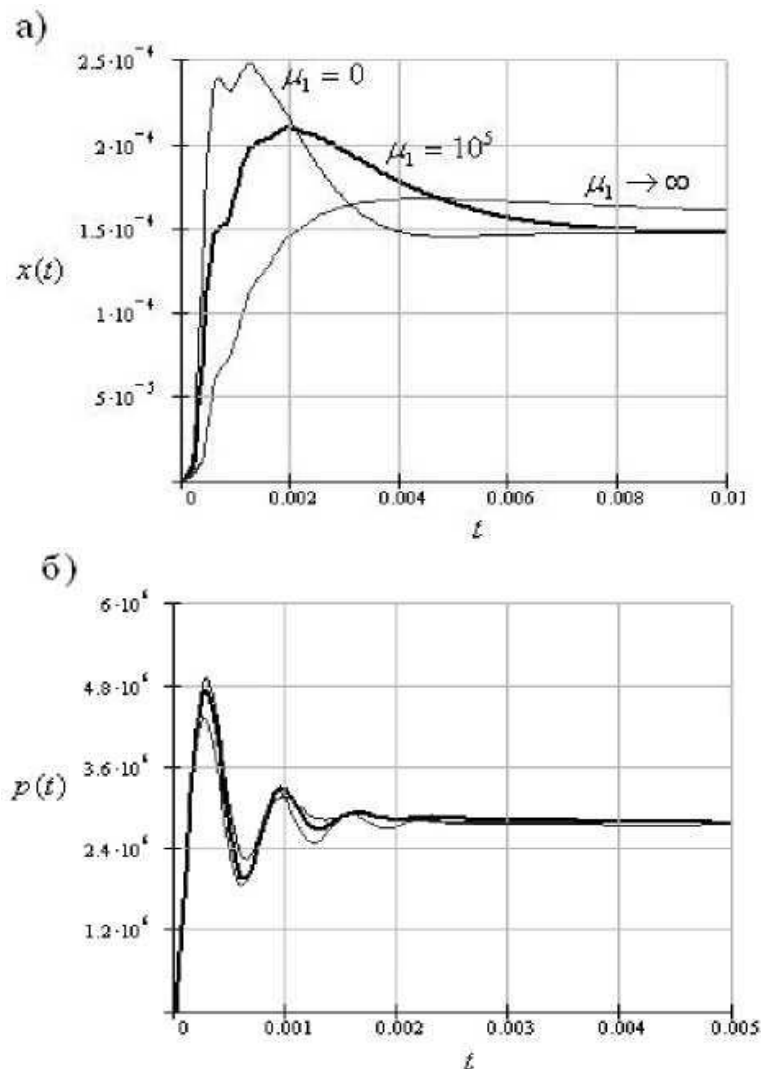


Рисунок 2.8 – Графіки перехідних характеристик для торцевого зазору (а) та тиску в камері гідроп'яти (б).

У ході динамічного розрахунку проведений аналіз стійкості системи із застосуванням критерію Гурвіца. Варіювання геометричними параметрами (обсяг камери та площа торцевої поверхні), а також фізичними параметрами (жорсткість упорного кільця), дозволяє побудувати області стійкості системи

(рисунок 2.9). Таким чином, для забезпечення стійкості процесу автоматичного врівноважування осової сили необхідно зменшувати обсяг камери гідроп'яти.

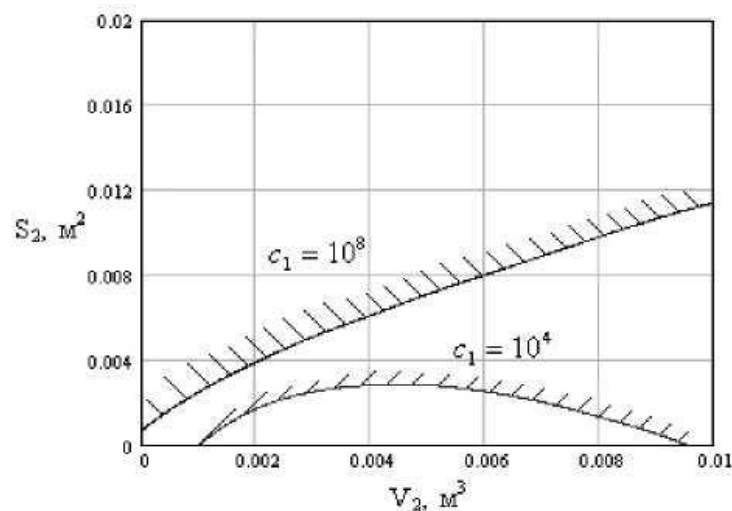


Рисунок 2.9 – Графічні залежності областей стійкості гідроп'яти

Рішення задачі гідропружності. У робочих умовах елементи конструкції автоматичного пристрою, що врівноважує (розвантажувальний диск і упорне кільце) отримують навантаження, обумовлені тиском робочого середовища та силами від дії пружних елементів. Силіві навантаження викликають деформації кільця, що порушують площинність торцевих поверхонь. Зміна площинності веде до перерозподілу гідравлічного тиску в зазорі.

Силіві деформації визначаються при рішенні завдання гідропружності, у якій пружні деформації основних елементів гідроп'яти розглядаються разом з гідродинамікою течії рідини в торцевому зазорі. У зв'язку із цим запропонована розрахункова схема (рисунок 2.10).

Визначення деформацій $\omega(r)$ розвантажувального диска зводиться до рішення рівняння Софі Жермен, де функція розподілу тиску по радіусу торцевої щілини визначається з рішення рівняння Нав'є-Стокса [6]. Чисельне рішення методом послідовних наближень свідчить про зниження тиску по радіусу торцевого зазору (рисунок 2.11а), що у свою чергу приводить до менших деформацій (рисунок 2.11б), а отже, до зменшення потоків.

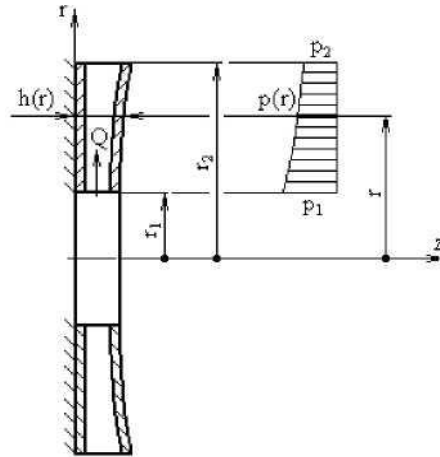


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема при рішенні завдання гідропружності

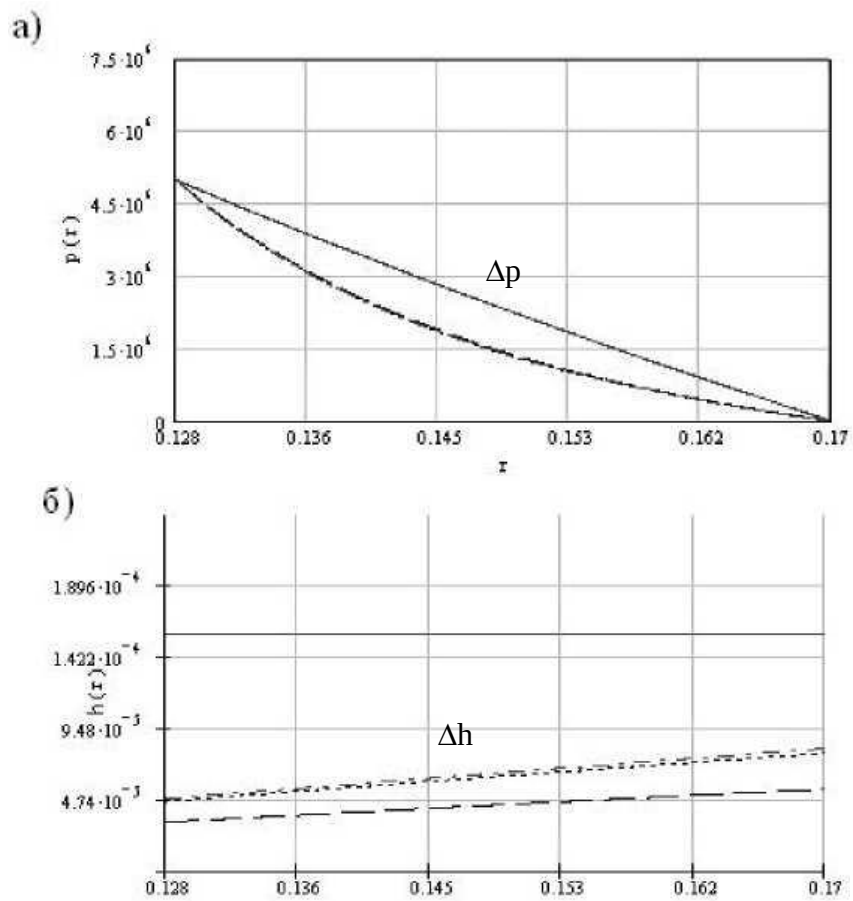


Рисунок 2.11 – Графічні результати рішення завдання гідропружності

У роботі [6] створена математична модель пристрою, що врівноважує, яка враховує піддатливість конструктивних елементів. На її основі розроблений алгоритм розрахунку експлуатаційних характеристик. На основі статичного та динамічного розрахунків побудовані статична, динамічна, амплітудно-частотна і перехідна характеристики. Проведено дослідження статичної та динамічної стійкості системи, а також спроба вирішити завдання гідропружності.

2.3 Ефективні способи осьового розвантаження ступені відцентрового насоса

Традиційний підхід в осьовому розвантаженні ротора багатоступінчастого насоса полягає у врівноважуванні сумарної осьової сили. Сумарна осьова сила складається з осьових сил, що діють на робочі колеса насоса. Осьові сили робочих коліс – це результат неоднакової по величині рівнодіючої розподіленого навантаження по обох сторонах робочого колеса. Наявні способи врівноважування ступені, такі, як зміна кутової швидкості обертання рідини в пазухах робочого колеса, застосування симетричних ущільнень, зв'язані зі значною втратою енергії, що оцінюється зниженням ККД ступені на 3-5%. Відсутність економічних способів осьового розвантаження не становить альтернативи сумарному розвантаженню осьової сили розвантажувальними пристроями, до яких відносяться гідропр'яти, розвантажувальні барабани (циліндри) та інше.

Сумарна осьова сила, що підлягає розвантаженню, для багатоступінчастих насосів становить десятки тонн. Деталі вузлів осьового розвантаження, навантажені цими зусиллями, як і навантажений ротор, є малонадійними. Для підвищення надійності насосів при рішенні завдання осьового врівноважування ротора запропоновано піти від сформованого стереотипу врівноважування сумарної осьової сили розвантажувальними пристроями, розвантаживши

робоче колесо ступені економічними способами розвантаження, запропонованими в даній роботі [7].

Теоретичні основи створення способів розвантаження робочого колеса від осьової сили. Рівнодіюча, розподілена по поверхні робочого колеса навантаження, представляє собою осьову силу. Її величина залежить від епюри тиску по обох сторонах робочого колеса. Керування епюрою тиску дозволяє змінити величину осьової сили, аж до її повного врівноважування. Установимо, які фактори впливають на формування епюри тиску. Модельну проточну частину пазухи представлено у вигляді двох поверхонь, одна з яких нерухлива, а друга обертається з кутовою швидкістю ω . За узгодженням з дослідними даними, прийнято вважати кутову швидкість обертання ядра потоку пазухи рівній половині кутової швидкості обертання рухомої поверхні $\omega_{\text{ж}} = \frac{\omega}{2}$.

Для обліку впливу обертання рідини на закон розподілу тиску $p(r)$ по поверхні диска скористаємося рівнянням Бернуллі для перетину 0-0 на вході і довільно r-r на радіусі r записаним у рухомій системі координат, що обертається з кутовою швидкістю $\omega_{\text{ж}} = \omega/2$ [7]. Згідно [7], можливі 4 незалежних способи регулювання розподіленого навантаження, а також їхньої комбінації. Приведемо механізм реалізації кожного з основних способів врівноважування осьової сили ступені відцентрового насоса.

Спосіб врівноважування та регулювання осьової сили зміною граничного тиску. Механізм регулювання розподіленого навантаження зміною граничного тиску реалізований підведенням тиску p_0 у певну частину поверхні диска. У результаті цього змінюється, а більш точно, конгруентно зміщується в осьовому напрямку крива епюри тиску p_2 до витримування в точці підведення величини дросельованого тиску p_0 . Осьове врівноважування ротора, керуванням епюрою тиску через її збільшення в передній пазусі робочого колеса, здійснено шляхом підведення тиску p_2 в область розташування переднього ущільнення, при введенні додаткового циліндричного дроселя в передній частині покриваючого диска робочого колеса (рисунок 2.12).

а)

б)

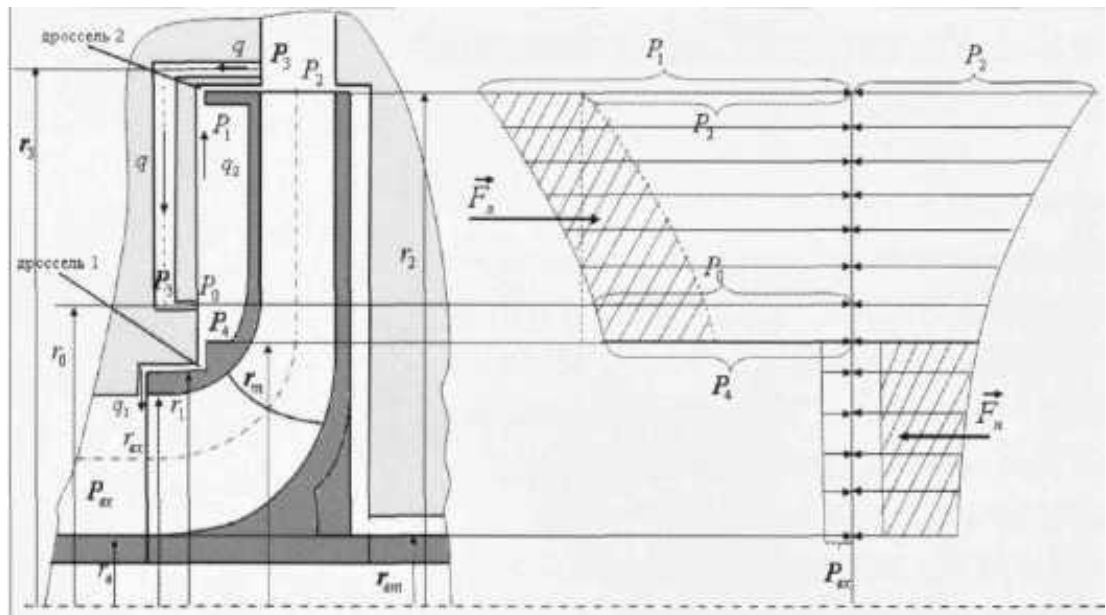
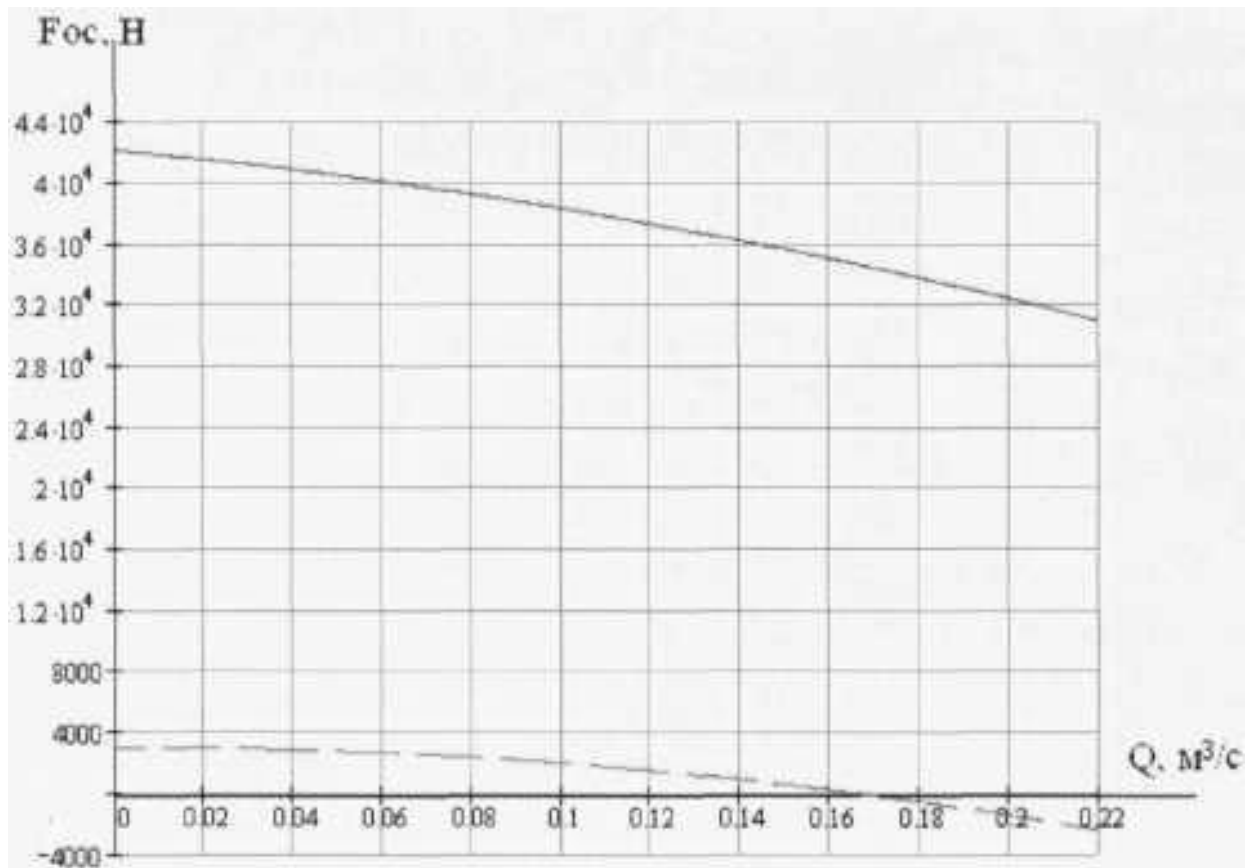


Рисунок 2.12 – Конструктивне виконання механізму осьового розвантаження (а) та регулювання ступені зміною граничного тиску (б)

Для прийнятого розташування дроселя 2, з умови осьового врівноважування ступені, отримана залежність, що дозволяє визначити розташування радіуса живильника r_0 [7]. Апробація запропонованого способу осьового врівноважування ступені проведена на насосі ЦНС300×600. Зміни величини осьової сили діючої на ротор насоса у вихідному виконанні і у модернізованому варіанті з урівноваженою на номінальному режимі ступінню, наведено на рисунку 2.13.

На розрахунковому режимі ротор повністю розвантажений. На режимах, відмінних від номінального, незначна величина осьової сили або сприймається упорним підшипником, або відбувається автоматичне врівноважування осьової сили за допомогою торцевих дроселів 1 і 2. Для вибору геометричних параметрів системи дроселів 1-2, з умови забезпечення необхідної жорсткості регулювання, з умови відсутності контакту поверхонь, у торцевому зазорі розроблена математична модель. Результати рішення завдання по раціональному виборі параметрів дроселів 1-2 наведені на рисунку 2.14.



— вихідний варіант, - - - запропонований спосіб осевого розвантаження

Рисунок 2.13 – Залежність зміни осевої сили ступені від подачі

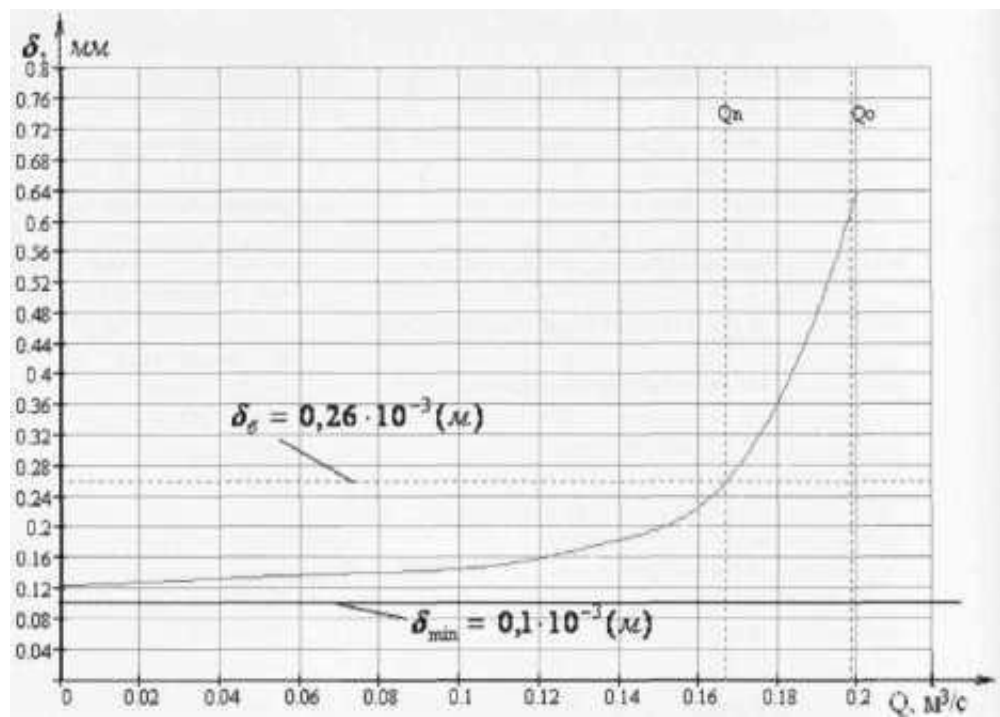


Рисунок 2.14 – Залежність зміни торцевого зазору дроселів 1 і 2 від подачі

Проведені балансові дослідження ефективності застосування запропонованого способу осьового розвантаження ступені зміною граничного тиску на насосі дозволили одержати повний ККД насоса не нижче, ніж у вихідному його конструктивному виконанні.

Спосіб врівноважування осьової сили зміною граничної поверхні. Одне з конструктивних рішень механізму осьового врівноважування ступені відцентрового насоса зміною граничної поверхні наведено на рисунку 2.15.

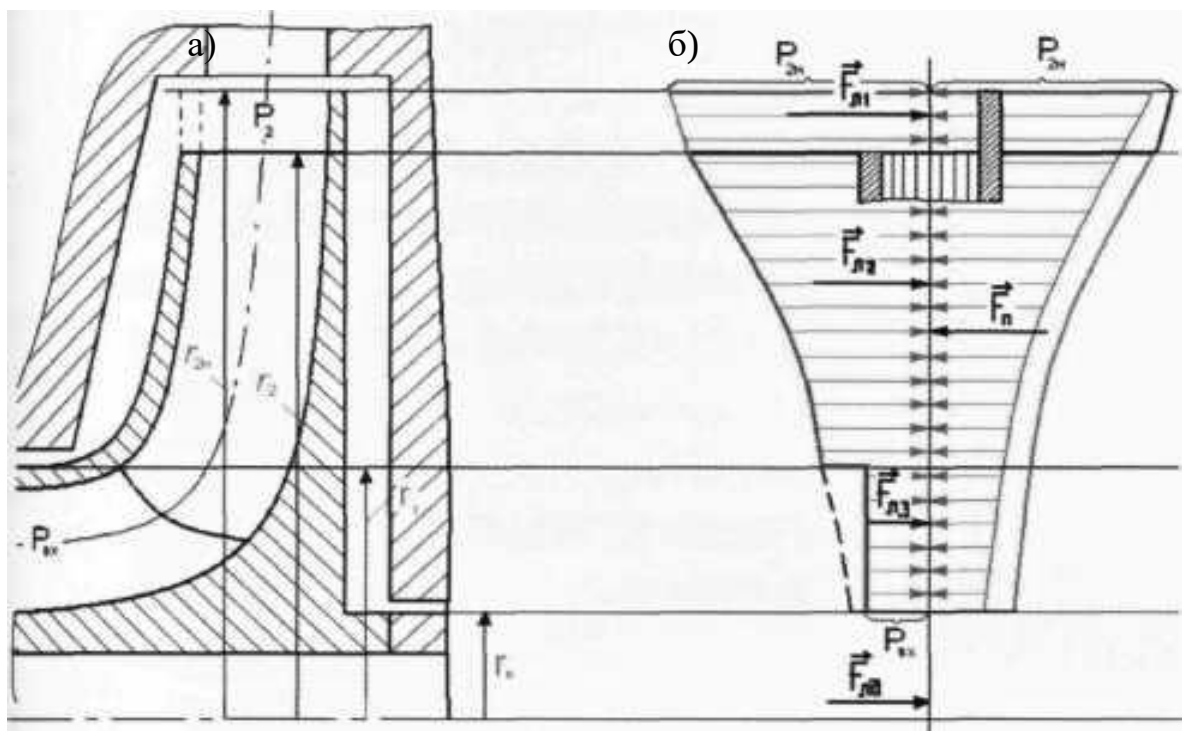


Рисунок 2.15 – Конструктивне виконання (а) і розрахункова схема осьового розвантаження ступені, зміною граничної поверхні (б)

При збільшенні радіусів основного і покривного дисків за межі лопатевої системи витягається еюра тиску в радіальному напрямку. Граничне значення зовнішнього радіуса дисків відповідає умові осьової рівноваги робочого колеса ступені, коли рівнодіючі розподіленого навантаження ліворуч і праворуч однакові. Дослідження показують, що більш ефективним є збільшення тільки одного диска. Тут, крім витягування еюри тиску, сприятливо на вирівнювання

рівнодіючих позначається різний закон обертання рідини по витягнутій поверхні диска. Так, ліворуч рідина підкоряється закону потенційного вихру, а праворуч – закону відносного спокою. Складаючи умову осьової рівноваги робочого колеса ступені приходимо до алгебраїчного рівняння щодо навантаженого радіуса диска $r_{2н}$ [7].

Розрахунки показують, що для швидкохідностей $n_s=70-90$ осьове врівноважування робочого колеса настає при збільшенні навантаженого радіуса основного диска приблизно на 10-20%.

Спосіб врівноважування осьової сили зміною граничної швидкості. Спосіб врівноважування осьової сили робочого колеса ступені зміною граничної швидкості реалізований через збільшення відносної швидкості в задній пазусі шляхом зменшення ширини каналу пазухи на певній ділянці (рисунок 2.16).

Маємо так званий торцевий дросель, одна з поверхонь якого пов'язана з робочим колесом і обертається разом з ним, а інша нерухома. По рівнянню відносного руху рідини збільшення швидкості на торцевому дроселі проточного тракту задньої пазухи спричиняє зменшення тиску, а отже, зменшення рівнодіючої розподіленої по поверхні робочого колеса навантаження (тиску). Відповідно до розрахункової схеми, представленій на рисунку 2.16, отримане вираження осьової сили, яка сприймається робочим колесом ступені [7].

Результати досліджень, проведені на насосі по врівноважуванню осьової сили ступені зміною граничної швидкості, показують, що повністю розвантажити робоче колесо не вдається. Даний спосіб розвантаження ефективний для зменшення осьової сили. Максимально можливе зменшення осьової сили доводиться на торцевий дросель, що охоплює всю задню пазуху ступені. При цьому осьова сила зменшується в 2,5 рази при торцевому зазорі 2мм та радіальному 0,25мм. Для повного осьового розвантаження ступені даний спосіб зручно застосовувати в комбінації з одним з вищенаведених способів, або залишкову осьову силу врівноважувати упорним підшипником.

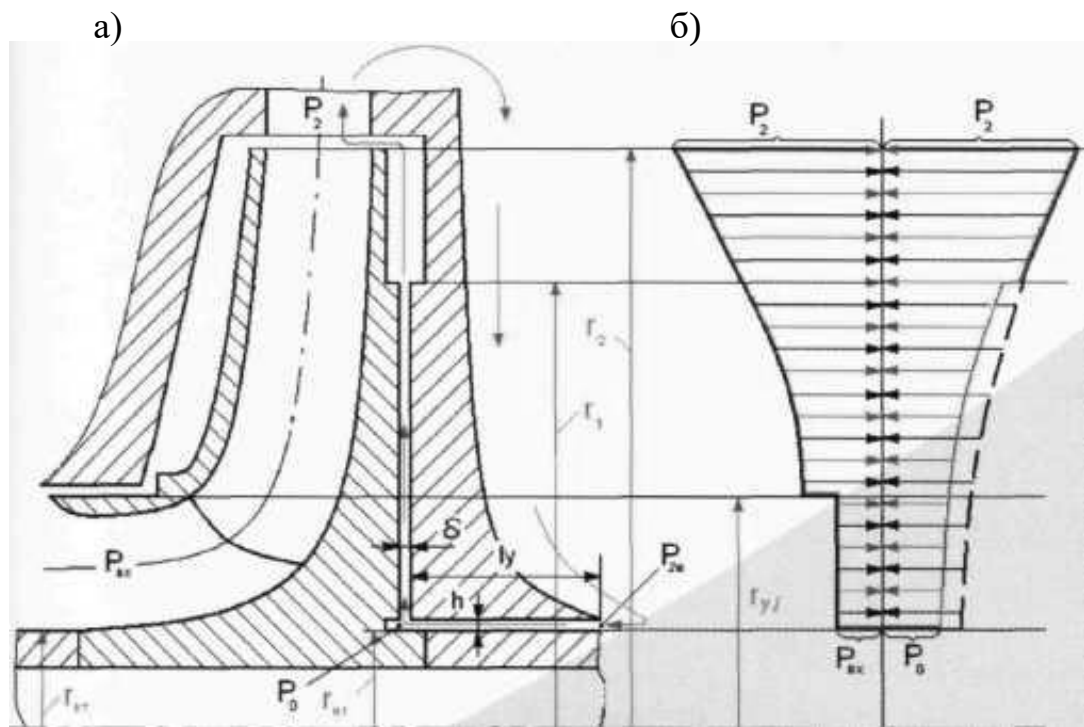


Рисунок 2.16 – Конструктивне виконання (а) та розрахункова схема осевого розвантаження ступені зміною граничної швидкості (б)

Три способи врівноважування та регулювання осевої сили ступені відцентрового насоса, отримані на основі аналізу рівняння відносного руху рідини, представляють концептуальний підхід врівноважування осевої сили. Вони дозволяють відмовитися від громіздких і малонадійних способів сумарного розвантаження осевого зусилля розвантажувальними пристроями (гідроп'ята, барабан), замінюючи їх надійними та економічними способами, що дозволяють розвантажити робоче колесо ступені в осевому напрямку.

У роботі [7] розкрита природа осевого врівноважування робочого колеса кожним з розглянутих способів, наведені основні розрахункові залежності і можливі конструктивні рішення. Найбільш автономним, з погляду осевого врівноважування та регулювання, є спосіб осевого розвантаження зміною граничного тиску. Два інших способи, залежно від параметрів ступені, можуть застосовуватися як самостійно, так і становити відповідні комбінації та конструктивні рішення. Ефективність застосування кожного з розглянутих

способів осьового розвантаження, а також їхні можливі комбінації, оцінюються за результатами балансових досліджень.

2.4 Дослідження запропонованих винаходів для підвищення надійності вузла розвантаження відцентрових секційних насосів

З метою підвищення надійності та довговічності розвантажувального вузла насосів ЦНС300-120...600 було опубліковано багато винаходів, так в описанні винаходу до патенту [8], описано винахід, мета якого – удосконалення розвантаження від осьових сил відцентрових насосів. Винахід належить до насособудування, а саме до відцентрових насосів.

Відцентровий насос, що містить корпус, має встановлене в ньому робоче колесо та пристрій для розвантаження від осьової сили у вигляді диска, закріпленого на роторі й утворюючого з корпусом камеру, у яку подається рідина високого тиску. Диск передає на ротор зусилля від тиску рідини, чим забезпечується осьове розвантаження. Недоліком відомого пристрою є значні габарити.

Найбільш близьким по технічній сутності до винаходу є відцентровий насос, що містить корпус, установлене в ньому на валу робоче колесо і пристрій для розвантаження від осьової сили, виконаний у вигляді порожнього поршня, закріпленого на валу і утворюючого з корпусом камеру, з'єднану із зоною нагнітання насоса. Недоліком цього насоса є низька ефективність розвантаження.

Мета винаходу – підвищення ефективності розвантаження. Зазначена мета досягається тим, що поршень поставлений розташованими в його порожнині ребрами.

На рисунку 2.17 зображено запропонований насос у поздовжньому розрізі.

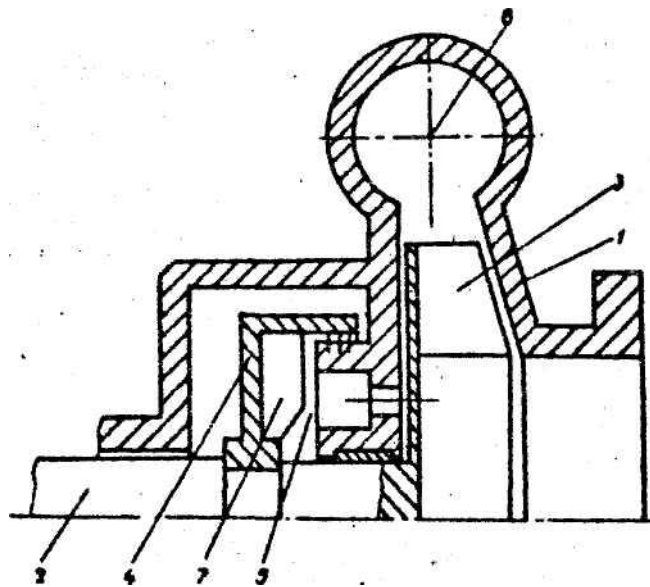


Рисунок 2.17 – Поздовжній розріз запропонованого насосу

Відцентровий насос містить корпус 1, установлене в ньому на валу 2 робоче колесо 3 і пристрій для розвантаження від осьової сили, виконаний у вигляді порожнього поршня 4, закріплений на валу 2 і утворюючого з корпусом 1 камеру 5, повідомлену із зоною 6 нагнітання, причому поршень 4 поставлений розташованими в його порожнині ребрами 7.

Насос працює в такий спосіб. Рідина високого тиску із зони 6 нагнітання попадає в камеру 5, утворену корпусом 1 і поршнем 4. Тиск цієї рідини на торець поршня 4 розвантажує насос від осьової сили, і розташовані усередині поршня 4 ребра 7 сприяють інтенсивному закрученню рідини і підвищенню тиску рідини усередині камери, що дозволяє зменшити розміри поршня і підвищити ефективність розвантаження.

Отже, відцентровий насос, що містить корпус, установлене в ньому на валу робоче колесо і пристрій для розвантаження від осьової сили, виконане у вигляді порожнього поршня, закріпленого на валу до утворюючого з корпусом камеру, з'єднану із зоною нагнітання насоса, що відрізняється тим, що з метою підвищення ефективності розвантаження, поршень поставлений розташованими в його порожнині ребрами. Винахід патенту [9] відноситься до гідромашинобудування, більш конкретно, до пристроїв для розвантаження від

осьової сили відцентрових насосів, мета якого – підвищення ККД і надійності роботи насоса.

Відомий гідравлічний розвантажувальний пристрій відцентрового насоса, що містить розташовану в корпусі п'яту, що утворює із закріпленим на валу обертовим диском розвантажувальну камеру, у якій розміщене встановлене на валу кільце. Недоліком відомого пристрою є його відносно невисока несуча здатність і великі витоки рідини. Цей пристрій є недостатньо надійним, особливо при перекачуванні абразивних рідин, тому що в цьому випадку через зношування поверхонь диска і кільця утворюється дифузорність торцевої щілини. ККД насоса також знижується через підвищення витоків рідини що перекачується.

Поставлена мета досягається тим, що внутрішня поверхня диска і торцеві поверхні кільця виконані конічними з основами, зверненими до п'яти, причому кут конусності внутрішньої поверхні диска менше, ніж кути конусності торцевих поверхонь кільця. Крім того, кут конусності торцевої поверхні кільця, зверненої до п'яти, перевищує кут конусності іншої його поверхні.

На рисунку 2.18 представлено запропонований розвантажувальний пристрій у поздовжньому розрізі.

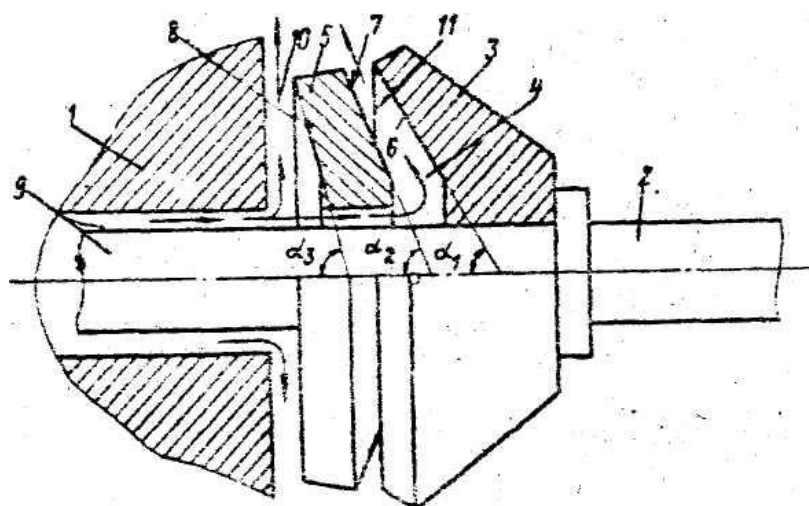


Рисунок 2.18 – Поздовжній розріз запропонованого розвантажувального пристрою

Гідравлічний розвантажувальний пристрій відцентрового насоса, який має розташовану в корпусі (не показано) опорну п'яту 1, що утворює із закріпленим на валу 2 обертовим диском 3 розвантажувальну камеру 4, у якій розміщене вільно встановлене на валу 2 кільце 5. Внутрішня поверхня 6 диска 3 та торцеві поверхні 7 і 8 кільця 5 виконані конічними з основами, зверненими до п'яти 1, причому кут конусності α_1 внутрішньої поверхні 6 диска 3 менше, ніж кути конусності α_2 та α_3 торцевих поверхонь 7 і 8 кільця 5. Крім того, кут конусності α_3 , торцевої поверхні 8 кільця 5, зверненої до п'яти 1, перевищує кут конусності α_2 іншої його поверхні. Між п'ятою 1 і валом 2 утворена радіальна дроселююча щілина 9. Між п'ятою і кільцем 5, а також між ним і диском 3 утворені конфузорні торцеві щілини 10 та 11.

Пристрій працює в такий спосіб. При обертанні вала 2 рідина під тиском попадає в радіальну щілину, що дроселює, 9, а також у торцеві щілини 10 і 11. Шлях рідини, що рухається, показаний стрілками. Під дією гідродинамічних сил, що з'являються у вузьких щілинах при спрацьовуванні перепаду тиску, кільце 5 відходить від п'яти 1 і диск 3 відходить від кільця 5. Величина торцевого зазору в кожній щілині 10 і 11 встановлюється автоматично і визначається величиною осьової сили, яка сприймається гідравлічним розвантажувальним пристроєм, його розмірами і параметрами потоку рідини. Наявність рідини під тиском по обидва боки кільця 5 забезпечує його динамічну рівновагу в осьовому напрямку. Завдяки наявності кільця 5, що у силу кінематики руху рідини в торцевих щілинах 10 і 11, обертається з кутовою швидкістю, приблизно в 2 рази меншої кутової швидкості обертання диска 3, торкання обертових і нерухливих частин п'яти 1 і диска 2, п'яти 1 і кільця 5 буде відбуватися при значно менших відносних кутових швидкостях, чим в існуючих конструкціях. Це зменшить зношування гідравлічного розвантажувального пристрою і небезпеку виникнення автоколивань ротора насоса. Наявність кільця 5 істотно збільшує гідравлічну жорсткість розвантажувального пристрою, що приводить до зменшення амплітуди осьових переміщень і підвищує жорсткість на згин ротора насоса, а також знижує

імовірність торкання деталей пристрою. Розходження в кутах конусності внутрішньої поверхні 6 обертового диска 3 (кут α_1) та торцевих поверхонь 7 і 8 кільця 5 сприяє кращому центруванню вала 2 насоса стосовно п'яти 1, а також тривалому збереженню конфузорності торцевих щілин 10 і 11. Наявність вільно встановленого на валу 2 розвантажувального кільця 5 забезпечує також демпфірування автоколивань вала 2 насоса.

Гідравлічний розвантажувальний пристрій відцентрового насоса, що містить розташовану в корпусі опорну п'яту, що утворює із закріпленим на валу обертовим диском розвантажувальну камеру, у якій розміщене вільно встановлене на валу кільце, що відрізняється тим, що з метою підвищення ККД і надійності роботи насоса, внутрішня поверхня диска і торцеві поверхні кільця виконані конічними з основами, зверненими до п'яти, причому кут конусності внутрішньої поверхні диска менше, ніж кути конусності торцевих поверхонь кільця. Пристрій відрізняється тим, що кут конусності торцевої поверхні кільця, зверненої до п'яти, перевищує кут конусності іншої його поверхні.

Винахід патенту [10] відноситься до гідромашинобудування і може бути використаний у відцентрових насосах. Мета винаходу – автоматичне врівноважування осьових сил.

Відцентровий насос містить корпус, установлене в ньому робоче колесо, задній диск якого постачено розвантажувальними пристроями, розташованими під кутом до осі насоса, у задньому диску робочого колеса виконані отвори і у них установлені з можливістю повороту та фіксації втулки, і розвантажувальні канали виконані в останніх, а отвори в диску можуть бути виконані під кутом до осі насоса. Недоліком цієї конструкції є низька надійність, що пояснюється інтенсивним зношуванням контактуючих деталей і можливістю їхнього заклинювання при їхньому переміщенні друг щодо друга. Крім того, у даній конструкції відсутня можливість автоматичного врівноважування осьових сил.

Зазначена мета досягається тим, що у відцентровому насосі, що містить корпус і встановлене в ньому робоче колесо, задній диск якого постачений розвантажувальними каналами, розташованими під кутом до осі насоса, у

задньому диску робочого колеса виконані отвори і у них установлені з можливістю повороту і фіксації втулки, і розвантажувальні канали виконані в останніх, а отвору в диску можуть бути виконані під кутом до осі насоса, причому втулки утворюють із отворами заднього диска гвинтову пару з кутом гвинтової лінії менше кута заклинювання і підпружинених до обмежуючої шайби. Обмежуюча шайба встановлена з можливістю осьового переміщення і постачена пристроєм фіксації її осьового положення.

На рисунку 2.19 зображено відцентровий насос у поздовжньому розрізі.

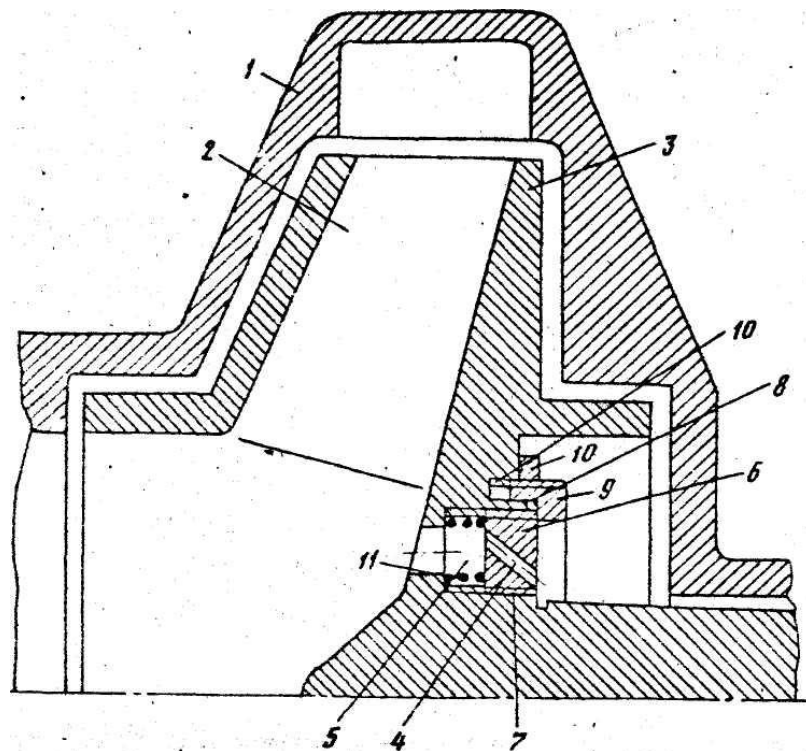


Рисунок 2.19 – Поздовжній розріз відцентрового насосу

Відцентровий насос містить корпус 1 і встановлене в ньому робоче колесо 2, задній диск 3 який постачений з розвантажувальними каналами 4, розташованими під кутом до осі насоса. У задньому диску 3 робочого колеса 2 виконані отвори 5 і в них установлені з можливістю повороту та фіксації втулки 6 і розвантажувальні канали 4 виконані в останніх. Отвори 5 у диску 3 можуть бути виконані під кутом до осі насоса. Втулки 6 утворюють із отворами 5 заднього диска 3 гвинтову пару 7 з кутом гвинтової лінії менше кута

заклинювання і підпружинено до обмежуючої шайби 8 з упором 9, а обмежуюча шайба 8 установлена з можливістю осьового переміщення і постачена пристроєм фіксації її осьового положення, виконаним у вигляді гайки 10, а в отворі перед втулкою розміщена пружина 11.

Пристрій працює в такий спосіб. При роботі насоса на робочому колесі 2 виникає осьова сила, обумовлена, наприклад, розходженням зазорів у безконтактних ущільненнях. Ця сила врівноважується за рахунок регулювання тиску, що діє на задній диск 3 робочого колеса 2 шляхом зміни насосного ефекту, що виникає в каналах 4 при повороті втулок 6 на певний кут. Поворот втулок 6 здійснюється автоматично. При збільшенні тиску з боку заднього диска 3 на втулках 6 у зв'язку з постійним тиском на вході в робоче колесо 2 збільшується перепад тисків, під дією якого втулки 6 переміщуються в осьовому напрямку по ходовій гвинтовій передачі гвинтової пари 7, стискаючи пружину 11 і одночасно повертаються. Втулки 6 відіграють роль поршнів, що переміщуються під дією перепаду тисків. При повороті втулок 6 кут установки розвантажувальних каналів 4 збільшується, що збільшує створюваний ними насосний ефект, зменшує тиск із боку заднього диска 3 і врівноважує осьову силу. При зменшенні тиску з боку заднього диска 3 пристрій працює зворотним образом, при цьому поворот втулок 6 у бік зменшення кута установки каналів 4 здійснюється під дією пружин 11.

Використання пропонованого винаходу дозволить автоматично врівноважувати осьову силу в широкому діапазоні її зміни, підвищити надійність роботи вузлів пристрою, а отже, і довговічність насоса. Винахід патенту [11] відноситься до галузі гідромашинобудування, більш конкретно до конструкцій пристроїв для врівноважування осьової сили у відцентрових насосах.

Відомо розвантажувальний пристрій відцентрового насоса, виконаний у вигляді закріпленого на валу розвантажувального диска і п'яти, що утворює із ним торцеву і циліндричну дроселюючу щілини з розташованою між ними

камерою, і блок захисту з датчиком тиску. Недоліком такого пристрою є його ненадійність і підвищені витрати середовища, що перекачується.

Відомий також відцентровий насос, що містить корпус, розміщене в ньому робоче колесо із провідним диском, що утворює із корпусом задню пазуху, розвантажувальний пристрій виконаний у вигляді закріпленого на валу розвантажувального диска і п'яти, що утворює із ним торцеву і циліндричну дроселюючу щілини з розташованою між ними камерою, і блок захисту з датчиком перепаду тиску. Недоліком цієї конструкції є неможливість здійснення контролю за роботою розвантажувального пристрою і, отже, недостатня надійність роботи колеса.

Метою винаходу є підвищення надійності роботи насоса шляхом контролю величини витоків через розвантажувальний пристрій. Це досягається тим, що датчик перепаду тиску підключений до задньої пазухи і камери.

На рисунку 2.20 схематично зображений відцентровий насос з блоком керування.

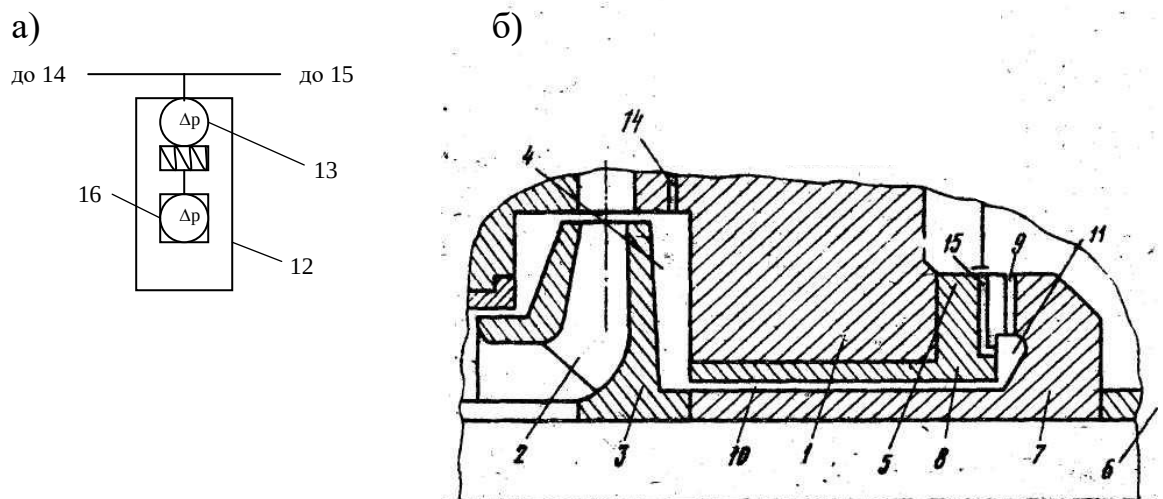


Рисунок 2.20 – Схематичне зображення відцентрового насоса (б) з блоком керування (а)

Відцентровий насос містить корпус 1, розміщене в ньому робоче колесо 2 з ведучим диском 3 утворюючим з корпусом 1 задню пазуху 4, розвантажувальний пристрій 5, виконаний у вигляді закріпленого на валу 6

розвантажувального диска 7 і п'яти 8, що утворить із ним торцеву 9 і циліндричну 10 щілини, що дроселюють, з розташованими між ними камерою 11, і блок захисту 12 з датчиком 13 перепаду тиску, що підключений до задньої пазухи 4 і до камери 11 за допомогою каналів 14, 15. До складу блоку захисту може входити також вторинний прилад 16, пов'язаний з автоматичним регулятором (на кресленні не показаний), настроєним на відключення насоса при визначеному, мінімально припустимому, перепаді тиску в задній пазусі 4 і камері 11.

Відцентровий насос працює в такий спосіб. Рідина що перекачується надходить на вхід робочого колеса 2 і подається їм до споживача. Частина рідини з підвищеним тиском з виходу робочого колеса 2 надходить у задню пазуху 4 і, проходячи через циліндричну 10 і торцеву 9 щілини, що дроселюють, забезпечує осьове розвантаження колеса 2 і вала 6. Частина тиску рідини при цьому спрацьовується на циліндричній щілині, а інша на - на торцевій щілині 9.

Характерним для такої схеми врівноважування є те, що при зміні розміру торцевої щілини 9 перерозподіляються перепади тисків на циліндричній 10 та торцевій 9 щілинах, що дроселюють. При зменшенні торцевої щілини 9 зменшується перетікання рідини через розвантажувальний пристрій 5, у тому числі і через циліндричну щілину 10. Отже, зменшується перепад тиску на циліндричній щілині 10.

При задиранні, тобто рівності зазору в торцевій щілині 9 припиняється перетікання рідини через пристрій 5, отже зникають втрати тиску в щілині 10, і тиск у камері 11 стає рівним тиску в пазусі 4. Таким чином, по перепаді тиску в камері 11 і пазусі 4 забезпечується постійний контроль за осьовим положенням ротора. Величина перепаду на щілині 10 вимірюється датчиком 13, що через вторинний прилад 16 пов'язаний з автоматичним регулятором (на кресленні не показане).

При проміжній величині перепаду тисків, наприклад 20% від номінального, блок захисту 12 видає попереджувачий сигнал «Аварійна

ситуація», що говорить про те, що необхідно встановити режим роботи насоса, більше близький до оптимального. При досягненні мінімального перепаду тиску на циліндричній щілині 10, наприклад 10% від номінального, що свідчить про неприпустиме змикання торцевої щілини 9 і зменшенні витрати рідини через розвантажувальний пристрій 5, автоматичний регулятор відключить насос.

Відцентровий насос, що містить корпус, розміщене в ньому робоче колесо із провідним диском, що утворює із корпусом задню пазуху, розвантажувальний пристрій, виконаний у вигляді закріпленого на валу розвантажувального диска і п'яти, що утворює із ним торцеву і циліндричну щілини, що дроселюють, з розташованої між ними камерою, і блок захисту з датчиком перепаду тиску, що відрізняється тим що, з метою підвищення надійності роботи шляхом контролю величини витоків через розвантажувальний пристрій, датчик перепаду підключений до задньої пазухи і камери.

Винахід патенту [12] може бути використаний у відцентрових насосах для розвантаження ротора від осьових сил. Ціль винаходу – підвищення надійності та зниження зношування на перехідному режимі шляхом подачі змащення на торцеві поверхні диска і підп'ятника в період їхнього контакту.

Гідравлічний розвантажувальний пристрій, що містить розвантажувальний диск, установлений на валу, і підп'ятник, що утворюють торцевими поверхнями розвантажувальну камеру та щілину, що дроселює, при цьому на торцевій поверхні диска виконаний паз, а в торці диска – повідомлені з пазом канал і порожнина, у якій установлений пружний від периферії диска пропускний клапан, що відрізняється тим, що, з метою підвищення надійності та зниження зношування на перехідному режимі шляхом подачі змащення на торцеві поверхні диска і підп'ятника в період їхнього контакту, порожнина виконана заглушеною з боку розвантажувальної камери і заповнена змащенням, а паз на торцевій поверхні диска виконаний радіальним. На рисунку 2.21 зображено гідравлічний розвантажувальний пристрій у поздовжньому розрізі.

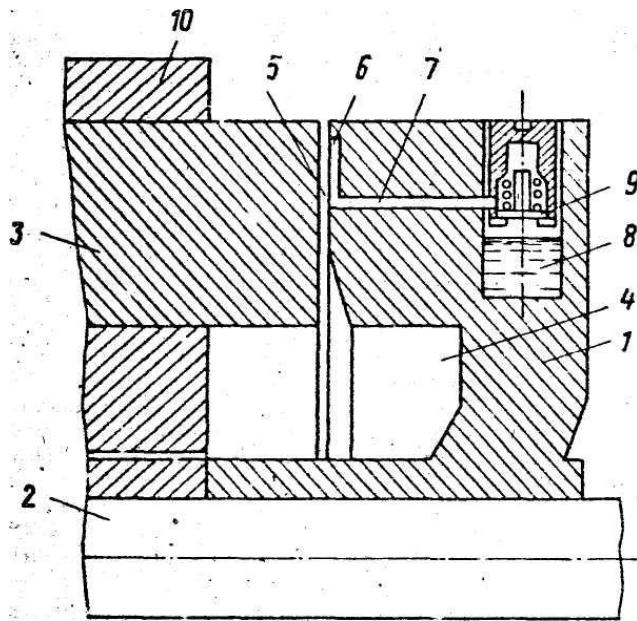


Рисунок 2.21 – Поздовжній розріз гідравлічного розвантажувального пристрою

Гідравлічний розвантажувальний пристрій містить розвантажувальний диск 1 на валу 2, і під'ятник 3, що утворюють торцевими поверхнями розвантажувальну камеру 4 і щілину 5, що дроселює. На торцевій поверхні диска 1 виконаний паз 6, а в тілі диска 1 – повідомлені з пазом 6 канал 7 і порожнина 8, у якій установлений пружний від периферії диска 1 пропускний клапан 9. Порожнина 8 заповнена змащенням виконана заглушеною з боку розвантажувальної камери 4, а паз 6 на торцевій поверхні диска 1 виконаний радіальним. Під'ятник 3 установлений у корпусі 10.

Гідравлічний розвантажувальний пристрій працює в такий спосіб. При запуску насоса диск 1 здобуває обертовий рух. Тиск у розвантажувальній камері 4 знижено. Диск 1 і під'ятник 3 входять у контакт. Змащення, що перебуває в порожнині 8 під дією відцентрової сили, переборюючи опір клапана 9, надходить через канал 7 в область контакту диска 1 і під'ятника 3 і інтенсивність їхнього зношування знижуються. При досягненні в розвантажувальній камері 4 нормального робочого тиску між диском 1 і під'ятником 3 утворюється щілина 5. Клапан 9 під дією тиску рідини, що надходить із цієї щілини 5 у канал 7 закривається. Вихід змащення з порожнини 8 припиняється.

З ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

3.1 Визначення осьової сили відцентрового насоса ЦНС 300...120-600

Робоче колесо обертається у просторі, заповненому рідиною (рисунок 3.1,а). Тиск рідини на внутрішні стінки колеса однаковий на всіх радіусах, але має протилежний напрямок і тому врівноважується. Тиск рідини на зовнішню частину дисків колеса не однаковий (рисунок 3.1,б), внаслідок чого виникає осьова сила F_o , яка прагне зсунути колесо в сторону входу.

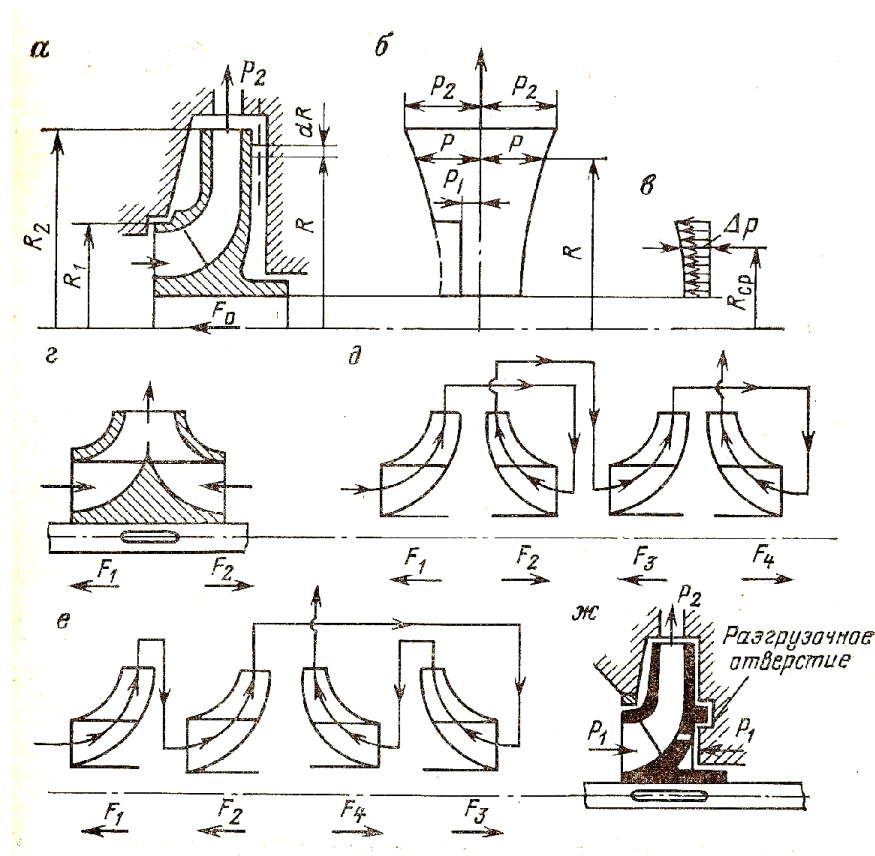


Рисунок 3.1 – Схема виникнення осьового зусилля та його врівноваження

Рідина в кільці між диском та корпусом починає обертатися, кутова швидкість якого по даним дослідів може бути прийнята рівній половині частоти

обертання робочого колеса. В роботі [13] отримані закономірності зміни тиску в кільці на будь-якому радіусі:

$$p = p_2 - 0.25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left(1 - \frac{R^2}{R_2^2} \right),$$

де $\frac{\rho u_2^2}{2}$ — гідродинамічний тиск на зовнішньому діаметрі, який визначається окружною швидкістю u_2 ;

p_2, p — тиск відповідно на вихідному радіусі R_2 та на поточному R ;

ρ — густина рідини, кг/м^3 .

Згідно цій залежності приведена епюра тиску (рисунок 3.2, б, в) на правий диск. Така ж епюра тиску буде на покривний (лівий) диск до вхідного отвору, в якому можна з достатньою точністю приймати тиск однаковим по всьому перерізу кільця, між площею вхідного отвору і втулки, який визначається для середнього радіусу.

Різниця тисків, діючих на робоче колесо:

$$\Delta p = p_2 - p_1 - 0.25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_{\text{вт}}}{2D_2} \right)^2 \right],$$

де p_2, p_1 — тиск відповідно на виході та вході, Н/м^2 ;

ρ — густина рідини, кг/м^3 ;

u_2 — окружна швидкість на вихідному діаметрі робочого колеса, м/с ;

$D_2, D_1, D_{\text{вт}}$ — діаметр відповідно вихідний, вхідний та втулки, м ;

$p_2 - p_1 = p_k$ — різниця тисків, яка створена в колесі, Н/м^2 .

Підставляючи її значення в рівняння

$$\Delta p = p_k - 0.25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_{\text{вт}}}{2D_2} \right)^2 \right]. \quad (3.1)$$

З останньої залежності визначаємо вираз для розрахунку осьової сили. Осьова сила, яка діє на робоче колесо в сторону входу (рисунк 3.2, а), визначиться добутком різниці тиску на площину кільця між вхідним отвором і втулкою:

$$T_0 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{\text{вт}}^2) \left\{ p_k - 0,25 \frac{\rho u_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D_1 + D_{\text{вт}}}{2D_2} \right)^2 \right] \right\}, \quad (3.2)$$

де, для відцентрового насоса ЦНС 300-600:

$D_1=0,2\text{м}$ – діаметр робочого колеса на вході;

$D_2=0,45\text{м}$ – діаметр робочого колеса на виході;

$D_{\text{вт}}=0,125\text{м}$ – діаметр втулки;

$\rho=1020\text{кг/м}^3$ – щільність води;

$p_k=0,6\text{МПа}$ – тиск, створений в колесі.

Осьова сила багатоступінчастих насосів збільшується пропорційно числу ступенів z :

$$T_{o,n} = zT_o. \quad (3.3)$$

У практичному розрахунку виникають проблеми з вибором окружної швидкості u_2 на вихідному діаметрі. На осьову силу також впливають витоки води через ущільнення, які не враховуються у формулі (3.2). Тому для розрахунку використовуємо експериментальне значення осьової сили отриманої в роботі [14]. У роботі було встановлено, що для 10-ти колісного насоса ЦНС 300-600 $T_{o,n}=130\text{кН}$, звідки $T_o=13\text{кН}$.

З розрахунку видно, що осьова сила значна та необхідне розвантаження пристрою від шкідливого її впливу.

3.2 Розрахунок внутрішнього радіусу кільця розвантаження

Внутрішній радіус кільця розвантаження визначаємо за відомою із роботи [14] залежністю:

$$R_b = \sqrt{R_{bm}^2 + \frac{\kappa T_0}{\pi P_{10}}} . \quad (3.4)$$

де $R_{bm}=0,0625\text{м}$ – радіус дистанційної втулки;

$P_{10}=0,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – тиск, який створюється одним колесом насосу;

κ – коефіцієнт, який визначає перевищення сили, що врівноважує, над осьовою силою; для достатньої стабільності роботи розвантажувального пристрою, значення величини κ повинно бути більше одиниці і при цьому можливе збільшення осьової сили в процесі зносу насоса; рекомендовано прийняти $\kappa=1,2 - 1,3$ [14].

Для розрахунку використовуємо геометричні розміри існуючого розвантажувального пристрою. Як видно із формули внутрішній радіус кільця розвантаження не залежить від кількості коліс насосу.

Розрахуємо R_{b1} при $\kappa=1,2$ за формулою (3.4):

$$R_{b1} = \sqrt{0,0625^2 + \frac{1,2 \cdot 1,3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 10^6}} = 0,110\text{м} .$$

R_{b2} при $\kappa=1,3$:

$$R_{b2} = \sqrt{0,0625^2 + \frac{1,3 \cdot 1,3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 10^6}} = 0,113\text{м} .$$

З урахуванням проведених розрахунків внутрішній радіус кільця розвантаження залишимо без конструктивних змін $R_b=0,1125\text{м}$.

3.3 Параметри запропонованого розвантажувального пристрою в залежності від кількості робочих коліс

Для розрахунку ширини торцевого зазору та витрат води через розвантаження існуючого і запропонованого розвантажувального пристрою в залежності від кількості робочих коліс використовуємо залежності із [14].

Втрати тиску при вході в торцеву щілину:

$$P_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{вх}}^2 = \zeta_{\text{вх}} \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(\frac{Q_p}{2\pi b_m R_b} \right)^2 + (\pi n R_b)^2 \right],$$

де $v_{\text{вх}}$ – швидкість води в торцевій щілині на радіусі R_b ;

$\zeta_{\text{вх}}$ – коефіцієнт опору (звичайно застосовують $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$);

$\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ – щільність шахтної води;

Q_p – витрати води через розвантаження, $\text{м}^3/\text{год}$;

$n = 1500 \text{ хв}^{-1} = 25 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання ротору насоса;

b_m – ширина торцевої щілини, м.

Втрати тиску при виході з торцевої щілини:

$$P_{\text{вих}} = \zeta_{\text{вих}} \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{вих}}^2 = \zeta_{\text{вих}} \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(\frac{Q_p}{2\pi b_m R_n} \right)^2 + (\pi n R_n)^2 \right],$$

де $v_{\text{вих}}$ – швидкість води в торцевій щілині на радіусі R_n ;

$\zeta_{\text{вих}}$ – коефіцієнт опору (звичайно застосовують $\zeta_{\text{вих}} = 1$).

Повні втрати тиску на тертя на всій щілині між радіусами R_b і R_n :

$$P_{R_b, R_n} = \frac{\lambda_m \rho}{4b_m} \cdot \int_{R_b}^{R_n} \left[\left(\frac{Q_p}{2\pi b_m r} \right)^2 + (\pi n r)^2 \right] \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi^2 n b_m}{Q_p} \right)^2} r^4 dr.$$

де λ_m – коефіцієнт опору тертя ($\lambda_m=0,06$);

r – довільний радіус між R_b та R_n , м.

Тоді повні втрати тиску в торцевій щілині:

$$\Delta P_2 = P_2 - P_3 = P_{\dot{a}\dot{o}} + P_{\dot{a}\dot{u}\dot{o}} + P_{R_b, R_f},$$

де P_2 – тиск в розвантажувальній камері між рухомим та нерухомим розвантажувальними кільцями, Па;

$P_3 = 10^5 \text{ Н/м}^2$ – приймаємо як атмосферний тиск повітря.

Відомий вираз для визначення втрат тисків у кільцевій щілині між втулками:

$$P_1 - P_2 = \left(1,5 + \frac{\lambda_{\dot{e}} \ell}{2b_K} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_p}{2\pi R_{bm} b_K} \right)^2,$$

де P_1 – тиск який створюється останнім робочим колесом насоса ЦНС 300-120...600, визначається з залежності:

$$P_1 = P_{10} \cdot z,$$

λ_k – коефіцієнт тертя кільцевої щілини ($\lambda_k=0,04$);

$l=0,12\text{м}$ – довжина кільцевої щілини;

$b_K=0,0003\text{м}$ – ширина кільцевого зазору.

Повні втрати тиску на тертя на ділянці між радіусами R_b і r одержуємо інтегруванням:

$$P_{R_b, r} = \frac{\lambda_m \rho}{4b_m} \int_{R_b}^r \left[\left(\frac{Q_p}{2\pi b_m r} \right)^2 + (\pi n r)^2 \right] \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi^2 n b_m}{Q_p} \right)^2} r^4 dr.$$

Гідродинамічний тиск на радіусі r :

$$P_{g,r} = \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(\frac{Q_p}{2\pi b_m r} \right)^2 + (\pi n r)^2 \right].$$

Тиск на стінки торцевої щілини на радіусі r :

$$P_r = P_2 - P_{вх} - P_{R_b,r} - P_{g,r}.$$

Силу, яка врівноважує та діє на розвантажувальний диск, одержимо інтегруванням:

$$F = (P_2 - P_3) \cdot \pi (R_b^2 - R_{вт}^2) + \int_{R_b}^{R_H} (P_r - P_3) 2\pi r dr.$$

Також слід врахувати, що для нормальної роботи розвантажувального пристрою необхідно, щоб сила, що врівноважує, дорівнювала осьовій, тобто $F = T_{o,n}$, де $T_{o,n}$ – осьова сила насосу.

Спочатку зробимо аналіз існуючого розвантажувального пристрою з $R_b = 0,1125\text{м}$ та $R_H = 0,1425\text{м}$. Результати цього аналізу зведемо у таблицю 3.1, представимо графічно на рисунку 3.2 та рисунку 3.3.

Таблиця 3.1 – Отримані дані існуючого розвантажувального пристрою з $R_H = 0,1425\text{м}$

z	b_r , мм	Q_p , м ³ /год
2	0,144	3,787
3	0,135	4,838
4	0,131	5,724
5	0,128	6,416
6	0,126	7,06
7	0,125	7,66
8	0,124	8,244
9	0,123	8,755
10	0,122	9,313

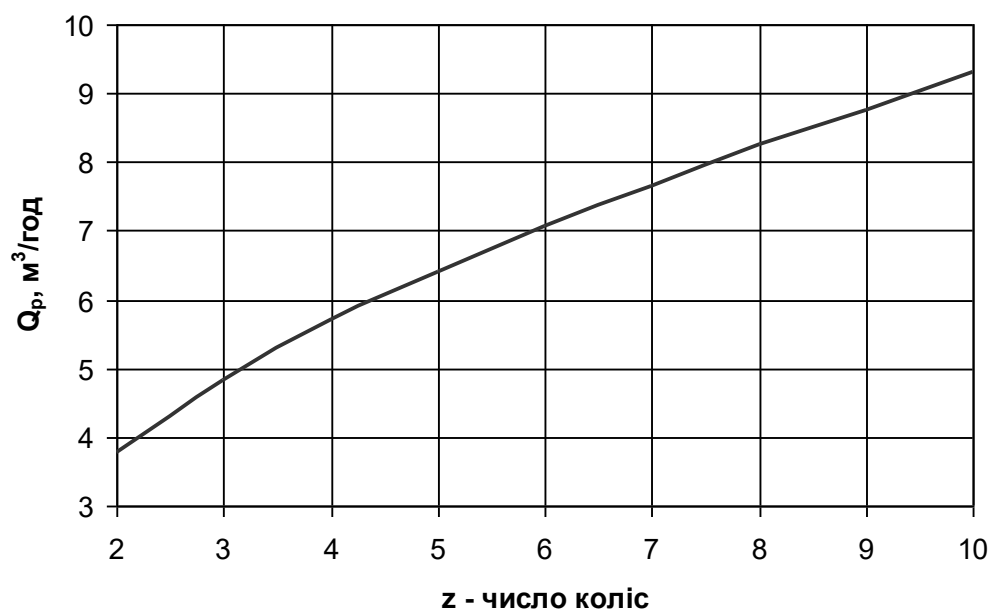


Рисунок 3.2 – Залежність витрати води через розвантаження $Q_p, \text{м}^3/\text{год}$ від числа робочих коліс насоса z з зовнішнім радіусом розвантажувальних кілець

$$R_H = 0,1425\text{м}$$

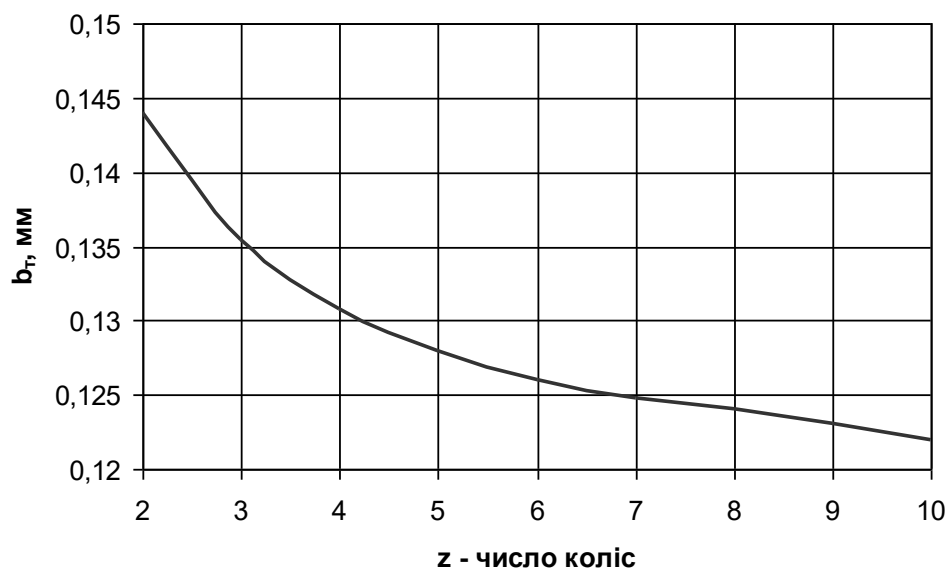


Рисунок 3.3 – Залежність ширини торцевого зазору $b_t, \text{мм}$ від числа робочих коліс насоса z з $R_H = 0,1425\text{м}$

Оптимальне значення торцевого зазору визначають із умови точності виготовлення та складання елементів розвантажувального пристрою [17]. При цьому отримано, що:

$$b_T \geq (1 \dots 1,2) \cdot 10^{-3} \cdot R_H. \quad (3.5)$$

Тобто торцевий зазор розвантажувального пристрою з $R_H = 0,1425\text{м}$ повинен бути не менше $0,1425\text{мм}$.

Як видно із залежності (3.5) і таблиці 3.1 торцевий зазор для існуючого розвантажувального пристрою відповідає тільки насосу з числом коліс $z=2$. Для інших ступенів насоса, тобто при $z > 2$ треба збільшити торцевий зазор. Це можна досягти шляхом збільшення зовнішнього радіусу розвантажувальних кілець. Конструктивні розміри насоса дозволяють прийняти зовнішній радіус розвантажувального кільця не більше $R_H=0,1625\text{м}$.

Результати розрахунків розвантажувального пристрою з максимально можливим $R_H = 0,1625\text{ м}$ представимо у таблиці 3.2 та зобразимо графічно на рисунках 3.4 і 3.5.

Таблиця 3.2 – Отримані дані розвантажувального пристрою з $R_H=0,1625\text{м}$

z	$b_T, \text{мм}$	$Q_p, \text{м}^3/\text{год}$
2	0,26	4,428
3	0,21	5,544
4	0,19	6,426
5	0,18	7,2
6	0,173	7,92
7	0,169	8,64
8	0,167	9,144
9	0,166	9,756
10	0,165	10,307

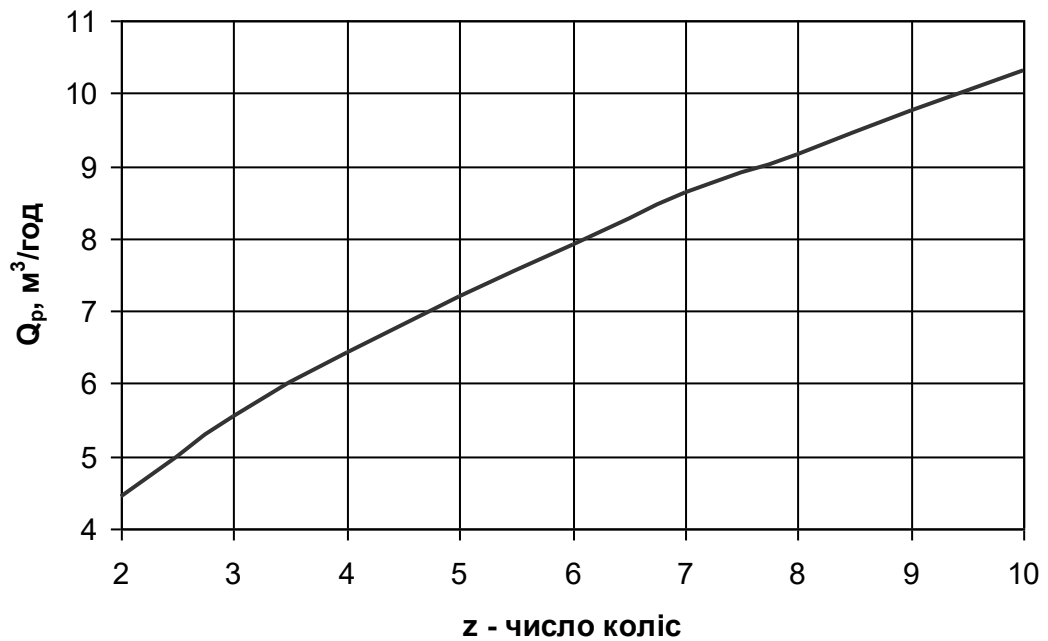


Рисунок 3.4 – Залежність витрати води через розвантаження $Q_p, \text{м}^3/\text{год}$ від числа робочих коліс насоса z з $R_H = 0,1625\text{м}$

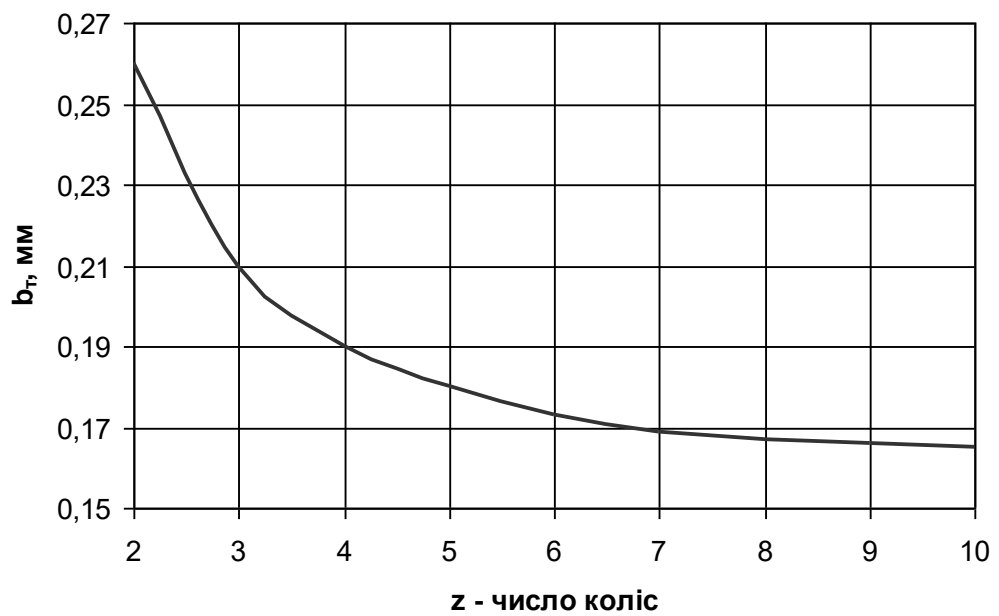


Рисунок 3.5 – Залежність ширини торцевого зазору $b_t, \text{мм}$ від числа робочих коліс насоса z з $R_H = 0,1625\text{м}$

В цьому випадку торцевий зазор розвантажувального пристрою з $R_n=0,1625\text{м}$ повинен бути не менше $0,1625\text{мм}$.

Як видно із залежності (3.5) і таблиці 3.2 торцевий зазор розвантажувального пристрою з $R_n=0,1625\text{м}$ повністю для всіх коліс відповідає умові точності виготовлення та складання елементів розвантажувального пристрою, але при збільшенні торцевого зазору збільшуються витрати води через розвантаження Q_p .

Наприклад, при кількості коліс насосу $z=2$ із таблиці 3.1 витрата води через розвантаження становить $Q_p=3,787\text{м}^3/\text{год}$, а при тій же кількості коліс ($z=2$) із таблиці 3.2 витрата води через розвантаження збільшиться і становить $Q_p=4,428\text{м}^3/\text{год}$.

Збільшення витрати води відбулося на 17 %, що є негативним фактором. Тому доцільно буде залишити значення торцевого зазору та зовнішнього радіусу R_n при $z=2$ незмінним, тобто такі які виготовляються заводом.

Насоси, які залишилися ($z=3-10$), розіб'ємо на дві групи. До першої групи віднесемо насоси з $z=7-10$, а до другої – з $z=3-6$. У зв'язку з тим, що торцевий зазор у першої групи ($z=7-10$) змінюється незначно залишимо зовнішній радіус без змін $R_n=0,1625\text{м}$. Для другої групи ($z=3-6$), щоб зменшити витрати води через розвантаження, шляхом розрахунків підберемо такий зовнішній радіус розвантажувальних кілець R_n , який буде відповідати такій умові $0,1425\text{м} < R_n \leq 0,1625\text{м}$ та умові оптимальності значення торцевого зазору. З розрахунків отримано $R_n=0,1565\text{м}$.

Результати розрахунків зведемо до таблиці 3.3. та зобразимо графічно на рисунках 3.6 і 3.7.

Таблиця 3.3 – Отримані дані розвантажувального пристрою з $R_n=0,1565\text{м}$

z	$b_t, \text{мм}$	$Q_p, \text{м}^3/\text{год}$
3	0,186	5,364
4	0,172	6,271
5	0,164	7,056
6	0,159	7,74

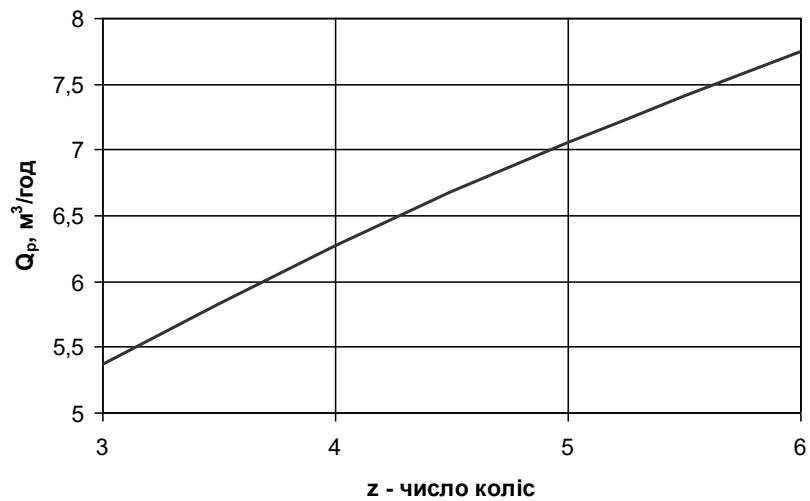


Рисунок 3.6 – Залежність витрати води через розвантаження Q_p , м³/год від числа робочих коліс насоса $z=3-6$ з $R_n=0,1565$ м

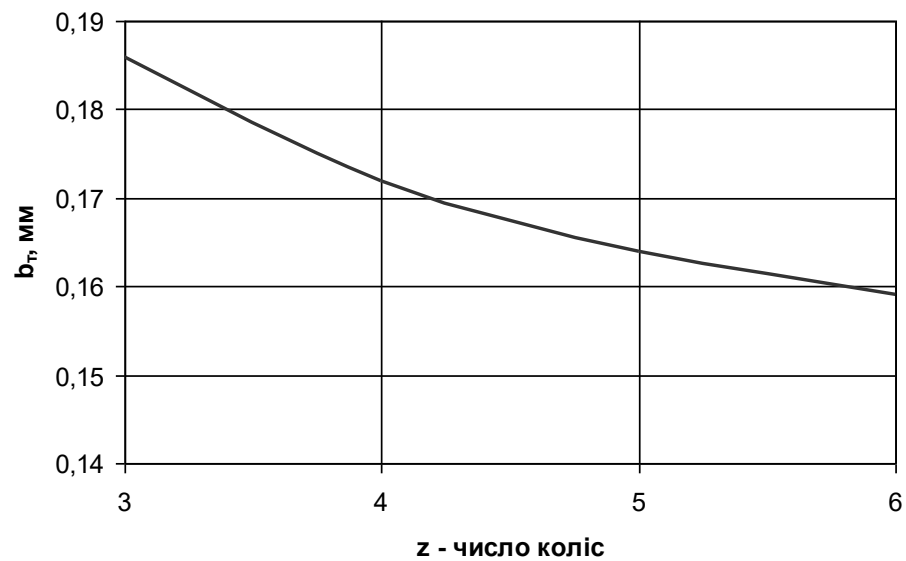


Рисунок 3.7 – Залежність ширини торцевого зазору b_n , мм від числа робочих коліс насоса $z=3-6$ з $R_n=0,1565$ м

В даному випадку торцевий зазор розвантажувального пристрою з $R_n=0,1565$ м повинен бути не менше 0,1565 мм

Як видно із залежності (3.5) і таблиці 3.3 торцевий зазор розвантажувального пристрою з $R_n=0,1525$ м повністю для всіх коліс відповідає

умові точності виготовлення та складання елементів розвантажувального пристрою.

Остаточні розрахункові зовнішні радіуси R_n з відповідними для них торцевими зазорами b_T та витратами води через розвантаження Q_p , які відповідають надійності і довговічності роботи насосу ЦНС 300-120...600 зведемо до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Остаточні дані запропонованого розвантажувального пристрою

z	R_n , м	b_T , мм	Q_p , м ³ /год
2	0,1425	0,144	3,787
3	0,1565	0,186	5,364
4	0,1565	0,172	6,271
5	0,1565	0,164	7,056
6	0,1565	0,159	7,74
7	0,1625	0,17	8,64
8	0,1625	0,167	9,144
9	0,1625	0,166	9,756
10	0,1625	0,165	10,307

Висновки, отримані в теоретичному дослідженні в подальшому будуть використані при розробці вдосконаленого розвантажувального пристрою.

4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

4.1 Існуючий розвантажувальний вузол насоса ЦНС 300-120...600

Як було зазначено раніше, під час роботи насоса, внаслідок тиску рідини на нерівні по площі бічні поверхні робочих коліс, виникає осьове зусилля, яке намагається змістити ротор насоса в сторону всмоктування.

Для врівноваження виникаючого осьового зусилля використовується автоматично діючий спеціальний розвантажувальний пристрій. Основними складовими цього пристрою є дистанційна та розвантажувальна втулки і кільця розвантаження.

Несправності розвантажувального пристрою (рисунок 4.1), наприклад такі, як відносно великий перекіс робочих поверхонь кілець розвантаження 1 і 2, збільшений зазор, що дроселює, між дистанційною втулкою 4 і втулкою розвантаження 3, порушення ущільнення між розвантажувальним кільцем і кришкою нагнітання, слабка затяжка гайки ротора, приводять до швидкого зношування кілець розвантаження, робочих кілець та ущільнень внаслідок зміщення ротора в сторону всмоктування. Рідина, що поступає через щілину між дистанційною втулкою 4 і втулкою розвантаження 3, тисне на кільце розвантаження, яке закріплене на розвантажувальному диску з зусиллям, рівним сумі зусиль, що діють на ротор насоса, але є направленими в протилежний бік. Рівність цих зусиль встановлюється автоматично.

Злив рідини, що виходє з камери розвантаження, відбувається у водозбірник через спеціальну трубку.

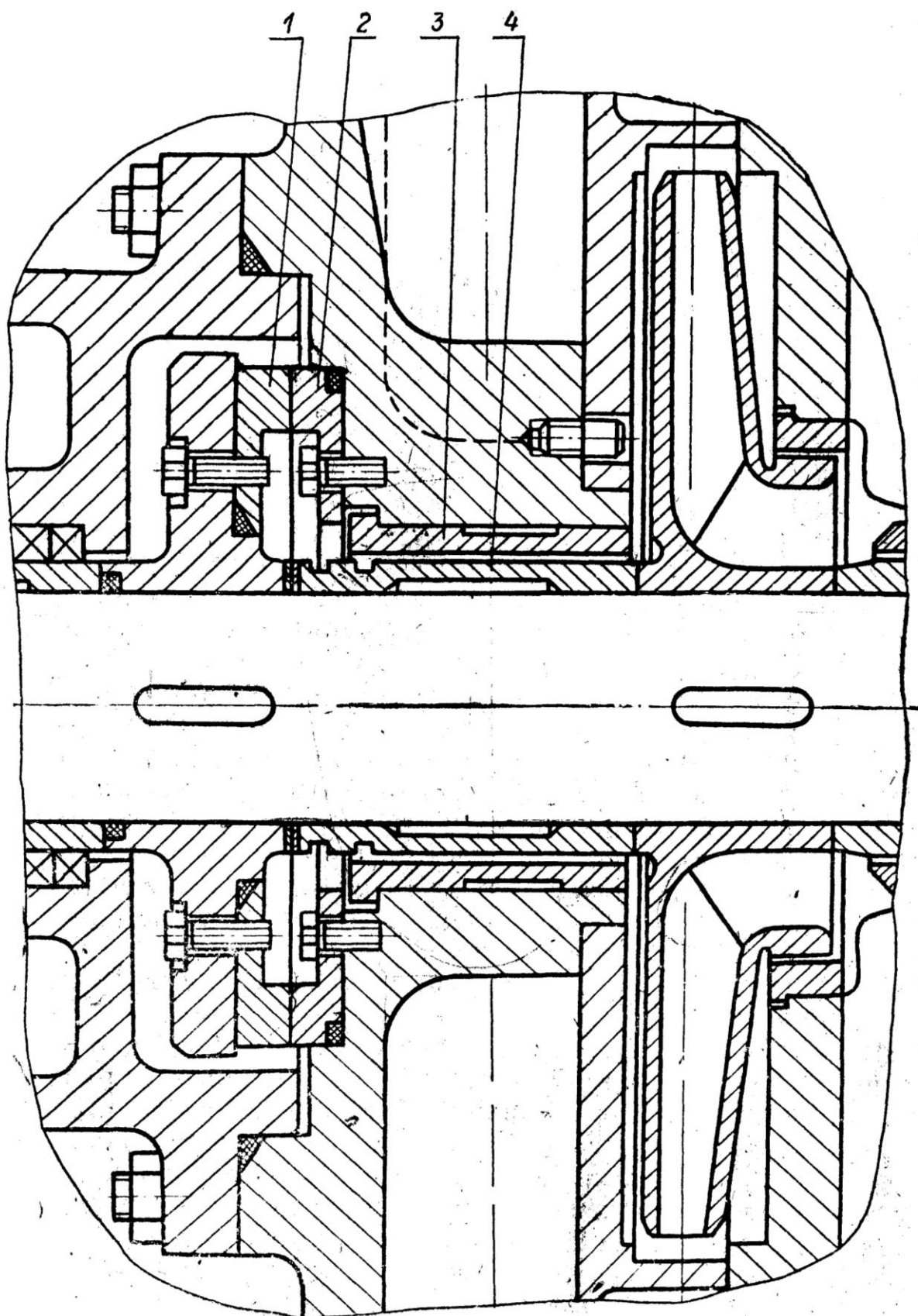


Рисунок 4.1 – Поздовжній розріз розвантажувального пристрою
насосів ЦНС 300-120...600

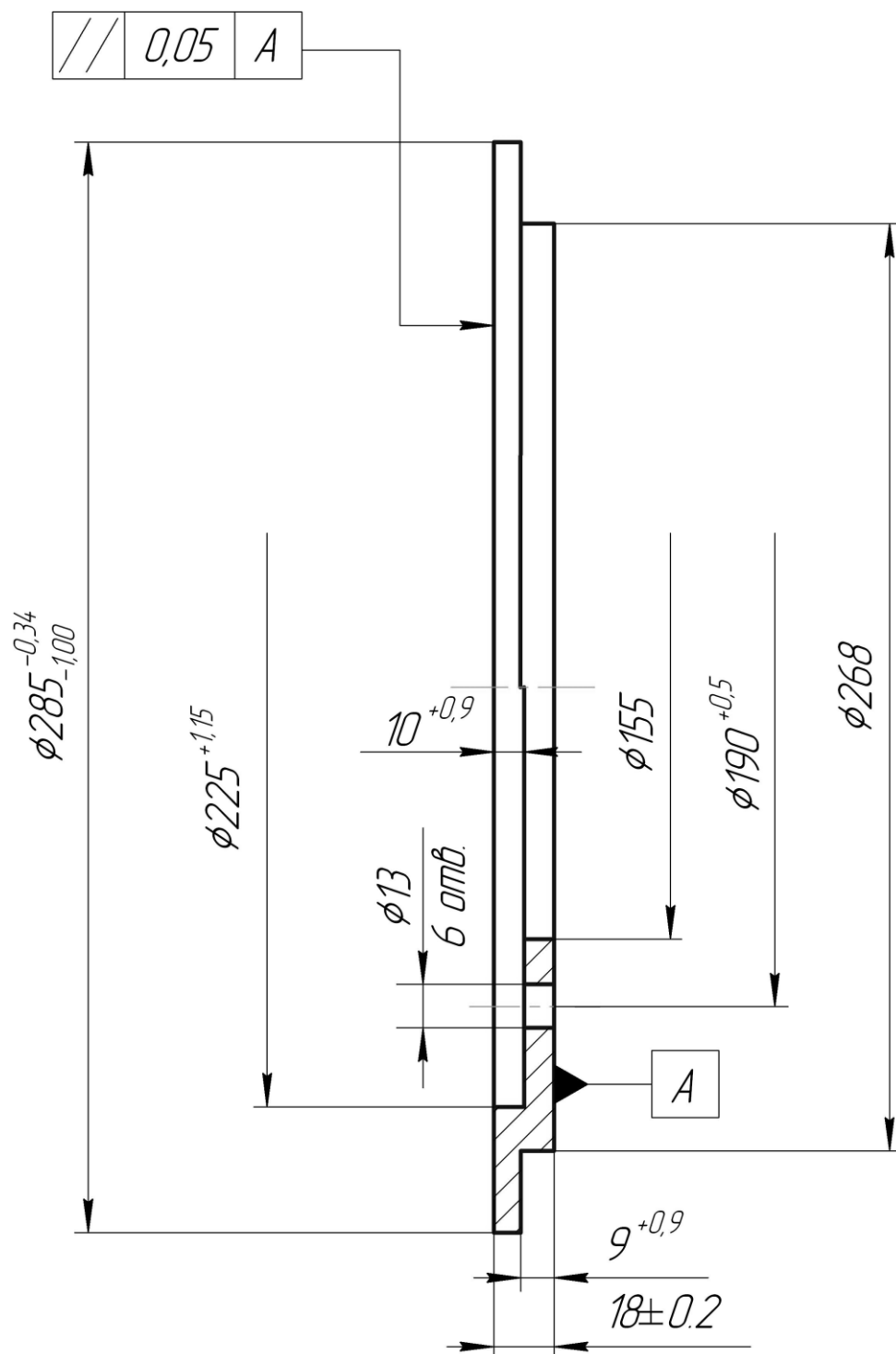


Рисунок 4.2 – Робоче креслення існуючого нерухомого кільця розвантаження

Змінні кільця розвантаження насосів ЦНС 300-120...600, що використовуються зараз, зображені на рисунках 4.2 та 4.3.

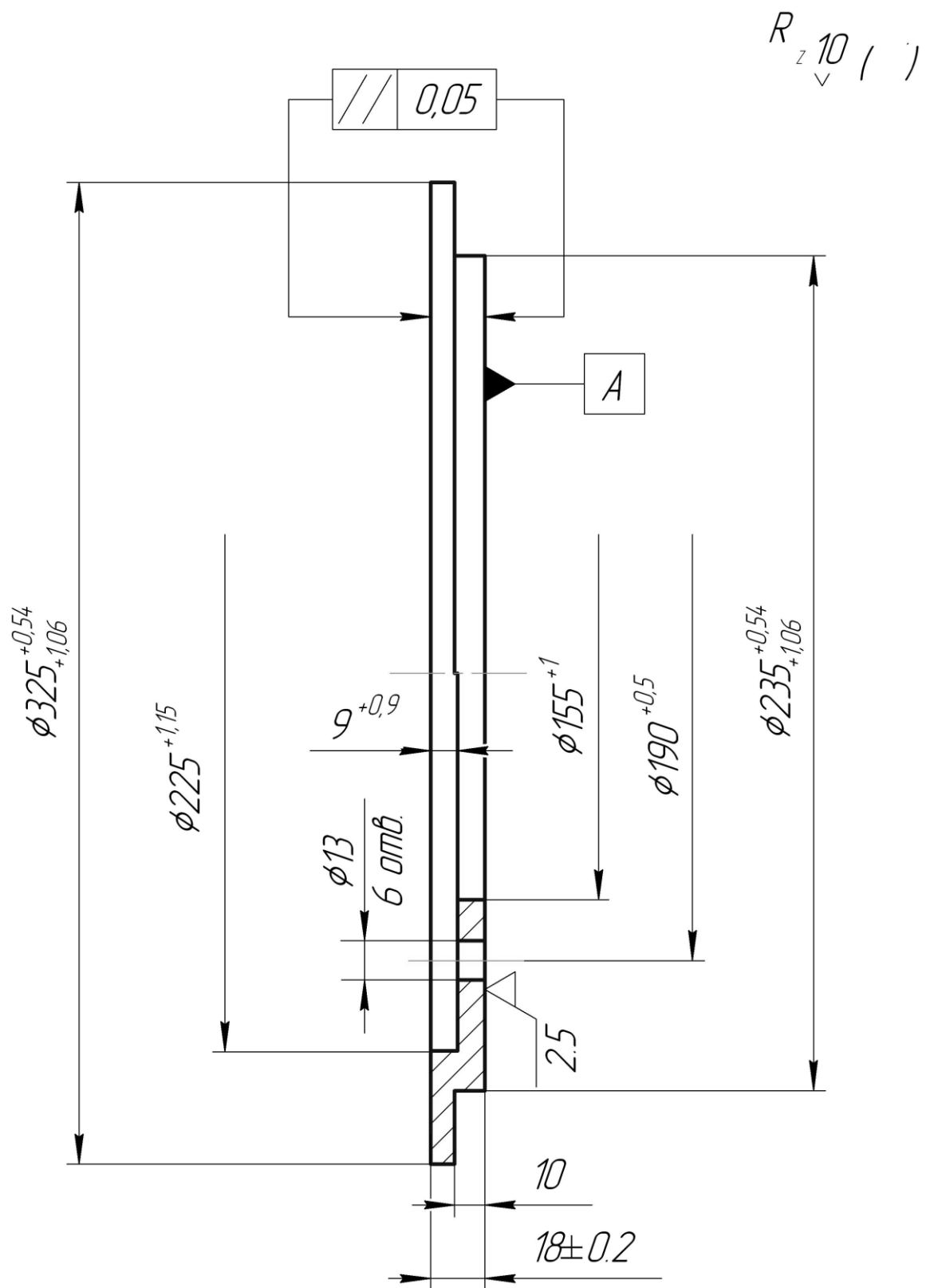


Рисунок 4.4 – Робоче креслення нерухомого кільця розвантаження.

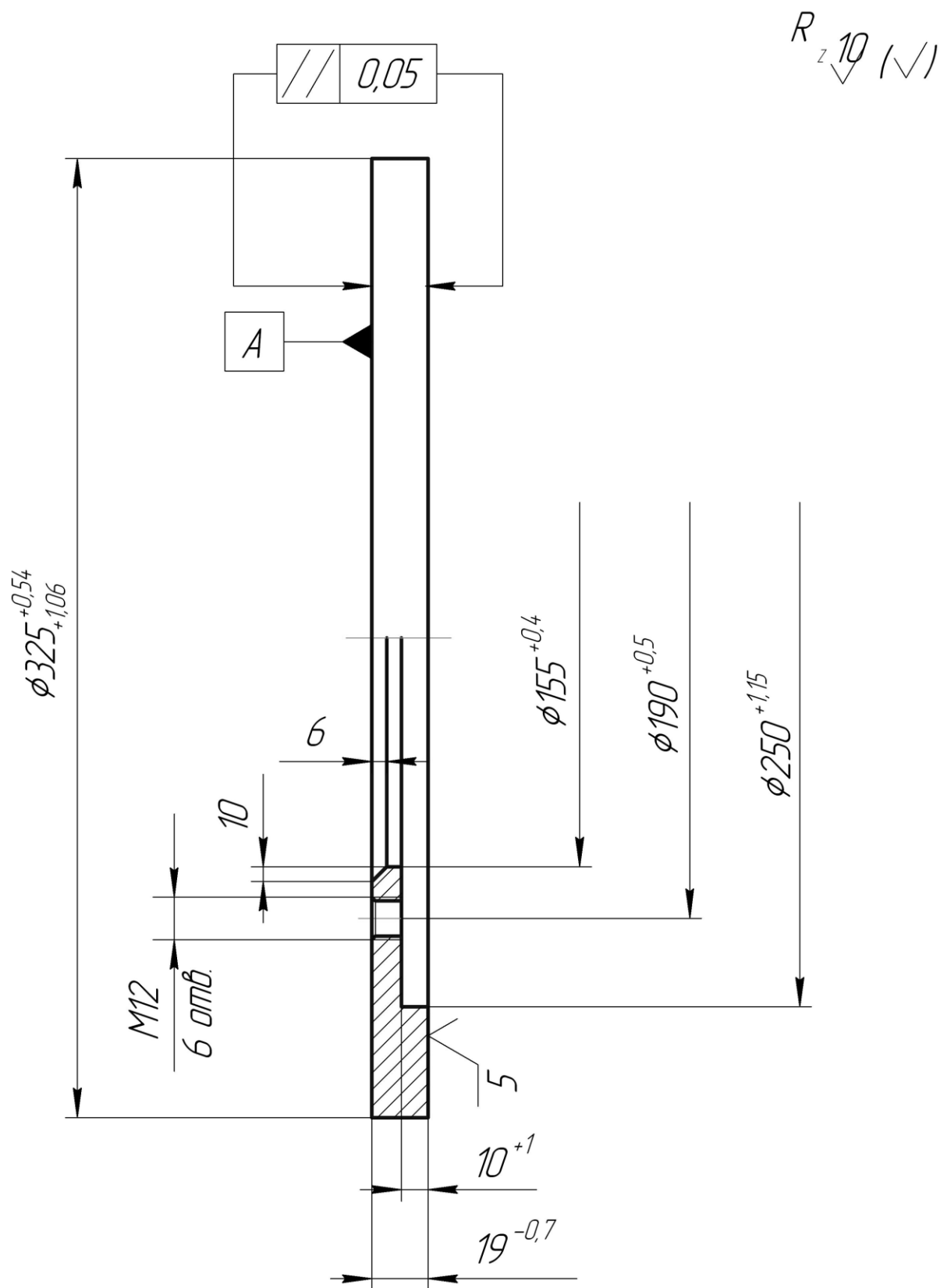


Рисунок 4.5 – Робоче креслення рухомого кільця розвантаження.

4.2 Конструктивна розробка розвантажувального вузла насоса ЦНС 300-120...600

При розробці удосконаленої конструкції розвантажувального пристрою враховуємо попередні розрахунки ($R_b=0,1125\text{м}$, таблиця 3.4). З них пропоновані розміри кілець розвантаження забезпечують оптимальний зазор між кільцями у відповідності з залежністю (3.5). В додатку А показані робочі креслення кілець розвантаження вдосконаленої конструкції з урахуванням кількості робочих коліс z . Зміна зовнішнього діаметра D розвантажувальних кілець залежить від кількості робочих коліс насоса. Як видно з креслень (додаток А), запропонована система розвантаження не потребує змін конструкції та розмірів насосу або великих затрат на виготовлення запропонованих змінних кілець й збільшує довговічність насосних агрегатів.

5. ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ

Основним недоліком існуючого розвантажувального пристрою шахтного насоса є насамперед короткий строк його служби. Необхідність частих замін і регулювань елементів розвантажувального вузла пов'язана з розбиранням і збиранням насоса безпосередньо в насосній камері. Такі дії вимагають значних витрат непродуктивної ручної праці обслуговуючого персоналу, а швидке зношування деталей розвантажувального пристрою викликає необхідність в їхньому постійному поповненні, що, безперечно, потребує додаткових витрат.

Пропоновані розміри розвантажувальних кілець дозволять збільшити їх термін придатності в 3 рази. В грошовому еквіваленті економічний ефект від застосування удосконалених змінних кілець розвантаження підрахувати неможливо, оскільки вони не були впровадженні у виробництво. Запропонований розвантажувальний пристрій не потребує змін конструкції, розмірів та інших складових частин насоса, але приводить, як вказувалось в [19] до збільшення довговічності насосного агрегату.

ВИСНОВКИ

В даній роботі розроблено вдосконалений розвантажувальний пристрій шахтних секційних насосів ЦНС 300..., який дозволяє збільшити довговічність роботи розвантажувальних кілець з 81 до 243 годин у порівнянні з існуючим.

Основні наукові висновки та результати роботи:

1. Встановлено, що розвантажувальний пристрій насосу ЦНС300 згідно статистичних даних, отриманих на шахті «Добропільська», має короткий строк служби – 81 годину і насос не працює у кавітаційному режимі.

2. Отримані залежності ширини торцевого зазору і витрат води через розвантажувальний пристрій від кількості робочих коліс відцентрових насосів з урахуванням частоти обертання ротору насоса.

3. Розроблений удосконалений розвантажувальний пристрій насосів ЦНС300 дозволяє збільшити довговічність розвантажувальної системи в 3 рази.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методические указания к выполнению курсовых работ по дисциплине «Специальные средства ШВВУ». – Донецк: ДПИ, 1982. – 32с.
2. Правила безпеки у вугільних шахтах. Державний комітет України по нагляду за охороною праці. – К.: 2001, - 424с.
3. Моргунов В.М. Методические указания к расчету главных водоотливных установок с параллельно работающими насосами. – Донецк: ДПИ, 1982. – 37с.
4. Ковалев Ю.Г., Паламарчук Н.В. Причины отказов шахтных насосов и принципы повышения их надежности // Уголь Украины. -2006. -№5. – С. 11-32.
5. Паламарчук Н.В., Тимохин Ю.В. Особенности функционирования гидравлических разгрузочных устройств шахтных насосов // Уголь Украины. -2008. -№2. – С. 15-18.
6. Павленко І.В., Корчак А.В. Аналіз динаміки гідроп'яти з податливим упорним кільцем // Вісник СумДУ. Технічні науки.- 2007. - №1 – С. 45-53.
7. Ковалев И.Л., Погребной С.А., Калиниченко П.М. - Эффективные способы осевой разгрузки ступени центробежного насоса. Технологии XXI века: Сб. научн. статей 13-й межд. научно-методической конференции. - Сумы: СНАУ, 2006. - С. 93-98.
8. Описание изобретения к патенту Российской Федерации. Патент № 981700, кл. F 04 D 29\04. Усовершенствование разгрузки от осевых сил відцентрових насосів. Попов И. К. Оpubл. 10.09.1995. Федеральное государственное учреждение «Федеральный институт промышленной собственности».
9. Описание изобретения к патенту Российской Федерации. Патент № 850932, кл. F 04 D 29\04. Гидравлическое разгрузочное устройство центробежного насоса. Гроховский Д. В. Оpubл. 30.07.1994. Федеральное

государственное учреждение «Федеральный институт промышленной собственности».

10. Описание изобретения к патенту Российской Федерации. Патент № 1084491, кл. F 04 D 15\00. Автоматическое разгрузочное устройство центробежного насоса. Александров С. Л. Оpubл. 07.04.1997. Федеральное государственное учреждение «Федеральный институт промышленной собственности».

11. Описание изобретения к патенту Российской Федерации. Патент № 853173, кл. F 04 D 29\04. Врівноваження осьових сил у відцентрових насосах. Скуба И.С. Оpubл. 07.08.1997. Федеральное государственное учреждение «Федеральный институт промышленной собственности».

12. Описание изобретения к патенту Российской Федерации. Патент № 1195063, кл. F 04 D 29\04. Гидравлическое разгрузочное устройство. Романов В.А., Богомоллов Н.А. Оpubл. 22.02.1998. Федеральное государственное учреждение «Федеральный институт промышленной собственности».

13. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1986. – 270 с.

14. Кондратенко В.Г. Обоснование параметров разгрузочных устройств шахтных секционных насосов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Донецк – 1992г.

15. Геотехнології і охорона праці у гірничій промисловості: Зб. Матеріалів регіональної наук.-практ. конф., Красноармійський індустріальний інститут Дон НТУ, 29 травня 2008р. – Донецьк: ООО “Цифровая типография”, 2008. – 150с.

16. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.

17. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 363 с.

18. Проблемы горной технологии: Сборник материалов научно-практической конференции. – Донецк: Цифровая типография, 2008. – 167с.

19. Кондратенко В.Г., Никонюк Ю.В. Розрахунок розвантажувального пристрою шахтних насосів ЦНС 300-120...600. Геотехнології і охорона праці у гірничій промисловості: Зб. Матеріалів регіональної наук.-практ. конф., Красноармійський індустріальний інститут Дон НТУ, 16 вересня 2009р. – Донецьк: ООО «Цифрова типографія», 2009. – 310с.